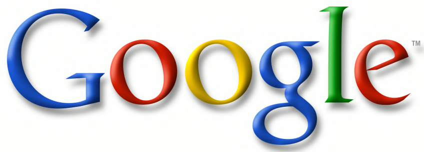
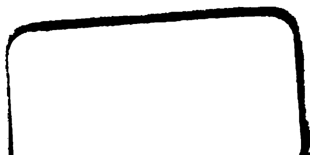






LES POMPES

TOURS. — IMPRIMERIE DESLIS FRÈRES

LES POMPES

PAR

R. MASSE

INGÉNIEUR CIVIL DES MINES
ANCIEN ÉLÈVE DE L'ÉCOLE POLYTECHNIQUE

PRÉFACE DE

M. HATON DE LA GOUPILLIÈRE

MEMBRE DE L'INSTITUT
INSPECTEUR GÉNÉRAL DES MINES
VICE-PRÉSIDENT DU CONSEIL GÉNÉRAL DES MINES

PARIS

Vve CH. DUNOD, ÉDITEUR

49, Quai des Grands-Augustins, 49

—

1903

PRÉFACE

Il m'est très agréable de présenter au public l'ouvrage de M. Masse, et encore plus de lui présenter l'auteur lui-même, bien qu'il n'en ait nul besoin. M. Masse a été l'un de mes plus brillants élèves, et l'un de ceux dont j'ai suivi avec le plus d'intérêt la laborieuse carrière. Elle s'est développée avec un égal talent dans des sens très divers, mais tout spécialement dans la voie de la mécanique. Aussi n'ai-je pas hésité, lorsque je me suis vu appelé à la présidence du Comité de rédaction de la *Revue de Mécanique*, à faire appel à la plume de cet ingénieur, ainsi que plus tard, au moment où ce même Comité a entrepris la publication, aujourd'hui terminée, de la *Mécanique à l'Exposition de* 1900. Les études qu'il a alors effectuées sur les pompes l'ont mis sur la voie de l'important ouvrage qui paraît aujourd'hui.

Les progrès rapides de l'électricité, entraînant ceux des appareils destinés à produire la force motrice qu'elle réclame, ont eu pour conséquence, depuis plusieurs années, de cantonner trop exclusivement les techniciens dans l'étude des machines génératrices ou motrices. De nombreux ouvrages s'adressant à des milieux divers le manifestent surabondamment.

Mais d'autres branches de l'industrie mécanique se sont développées parallèlement et méritent aujourd'hui de fixer l'attention.

C'est cette considération qui a amené M. Masse à coordonner et à compléter les notes qu'il a publiées sur les *Pompes* dans les deux publications dont je viens de parler. Des opuscules, des notices avaient bien été publiées sur tel ou tel genre de pompe, mais souvent sous la forme d'un prospectus, rédigé par les constructeurs eux-mêmes. Il manquait en cette matière un ouvrage complet et méthodique, capable de guider

l'industriel dans ses projets, l'ingénieur dans ses recherches, le constructeur pour l'étude d'appareils nouveaux ou plus perfectionnés.

C'est cette lacune que l'important travail de M. Masse vient combler aujourd'hui. Cet ouvrage très complet présente deux particularités que nous devons signaler ici : le développement tout spécial du chapitre *Généralités*, et un essai de classification des pompes qui, pour n'être pas encore peut-être définitif, n'en constitue pas moins un jalon essentiel.

Dans les généralités, après un rappel des notions indispensables d'hydraulique, et quelques renseignements généraux nécessaires à la compréhension du fonctionnement des différents systèmes de pompes, l'auteur n'a pas craint de consacrer un certain nombre de pages à une étude, nécessairement abrégée, des moteurs susceptibles d'être utilisés pour la commande de ces appareils. Il y avait là une réelle difficulté, tenant à la fois à l'ampleur du sujet, à la nécessité d'être bref, à l'obligation de rester clair. M. Masse s'en est heureusement tiré; son exposé est concis, très net, et suffisamment complet pour permettre au lecteur de comprendre et de mieux apprécier les renseignements présentés au cours de l'ouvrage, ainsi que les très nombreux exemples qui en forment le commentaire et l'illustration.

L'industriel, dont le temps est précieux, pourra ainsi se documenter rapidement sur le choix du moteur qui convient le mieux à tel ou tel genre d'installation, ou inversement choisir en connaissance de cause un type de pompe approprié à la force motrice dont il dispose.

A la fin de cette première partie de l'ouvrage, l'auteur a réservé une place aux appareils qui élèvent l'eau par transport. Les uns ne présentent plus qu'un intérêt historique, les autres sont encore employés et ont même reçu récemment divers perfectionnements. Il était donc bon de les signaler, et c'est la transition naturelle qui amène le lecteur à l'objet principal du volume.

M. Masse expose dans son Introduction la classification qu'il a adoptée. Si elle n'est pas à l'abri de certaines critiques, qu'il s'empresse de reconnaître, il semble que cela tienne à la nature même et à la très grande diversité des types étudiés, en même temps qu'à la multiplicité de leurs usages. Elle a du moins le mérite d'être simple, et de se prêter convenablement à l'étude et à la comparaison des divers systèmes de pompes, ainsi qu'aux recherches pratiques que peuvent avoir à effectuer les lecteurs.

Un coup d'œil jeté sur la table des matières donne de suite une idée du nombre considérable des organismes qui ont été envisagés dans cet ouvrage, et de la méthode suivie pour leur étude. De plus (et il faut lui en savoir gré), l'auteur n'a pas perdu de vue que son livre devait s'adresser aussi bien au constructeur qu'à l'industriel. Pour le premier, des détails de construction ont été accumulés, accompagnés de figures cotées toutes les fois que c'était possible. Pour le second, on a enregistré des résultats d'expériences ou d'exploitation, et parfois même décrit des installations complètes.

Nous pensons que M. Masse a rendu un réel service à l'industrie mécanique et à l'ingénieur hydraulicien, ainsi qu'à l'enseignement technique, pour une branche d'études sur laquelle on pouvait être tenté de glisser, faute d'une codification suffisante. J'ai le bon espoir de me rencontrer dans cette conviction avec le jugement du public éclairé, qui a toujours le dernier mot en pareille matière.

HATON DE LA GOUPILLIÈRE.

INTRODUCTION

Le travail que nous présentons aujourd'hui se compose, en dehors des généralités indispensables pour en faciliter la lecture et en assurer la facile compréhension, de la réunion des articles que nous avons publiés depuis quatre ans dans la *Revue de Mécanique* et de la description des types variés que l'Exposition de 1900 nous a donné l'occasion d'étudier, ou qui se sont fait jour depuis cette époque.

Par l'étude théorique de chaque type d'appareil, la description et l'explication du fonctionnement de chacun d'eux et enfin, par les chiffres qui s'y rapportent, et que nous avons joints chaque fois que la chose a été possible, cet ouvrage forme un ensemble qui paraît pouvoir intéresser à la fois le constructeur spécialiste à la recherche d'un perfectionnement ou d'un détail d'exécution et la personne moins versée dans la technique de cette question qui veut néanmoins faire choix d'une machine.

Ceci explique pourquoi nous avons cru devoir développer plus qu'il n'est coutume le chapitre *Généralités:* nous avons voulu qu'il fût d'une lecture facile et que néanmoins on y puisse trouver les renseignements généraux indispensables à connaître pour comprendre ou apprécier les appareils et leur fonctionnement. Il est certain par exemple que la marche d'une pompe dépend non seulement de l'appareil *pompe* proprement dit, mais encore des conditions de son installation et de la nature du moteur (hydraulique, thermique ou électrique) chargé de l'actionner. A la vérité le chapitre *Généralités* ainsi compris aurait pu nous entraîner bien loin si nous ne nous étions pas imposé de nous limiter aux choses strictement nécessaires, en les exposant aussi clairement, mais en même temps aussi brièvement que possible.

Ce chapitre comprendra donc un rappel rapide des principes primordiaux de l'hydraulique avec un exposé du fonctionnement général des pompes, — puis, au point de vue des mécanismes et des fluides intermédiaires, un certain nombre de renseignements sur les frottements, sur le rôle de l'air et de

la vapeur d'eau, etc., — enfin, en ce qui concerne les producteurs d'énergie, les données strictement nécessaires sur les moteurs animés, hydrauliques, thermiques ou électriques susceptibles d'être utilisés.

Nous terminerons ce chapitre par quelques mots sur une série d'appareils destinés, comme les pompes, à élever les eaux, mais procédant d'un autre principe qu'elles, et constituant, si l'on veut, une sorte d'historique de la question.

Les chapitres suivants seront exclusivement consacrés à l'étude des *Pompes*. — Comment les classerons-nous?

Les types de pompes actuellement employés, tant dans l'économie domestique et l'agriculture que dans l'industrie, sont excessivement variés, et il est fort difficile d'établir une classification procédant d'un principe bien défini.

Certains auteurs ont pensé qu'il y avait intérêt à classer ces appareils suivant l'usage auquel ils sont destinés; on aurait ainsi les machines agricoles, les machines de distribution d'eau des villes, les machines d'épuisement des mines, les pompes alimentaires pour générateurs, les pompes à incendie, etc.

Cette classification ne semble pas convenir pour une étude sur les pompes, car, pour ne citer qu'un exemple, on emploie actuellement comme machines d'épuisement de mine à peu près tous les types connus, depuis le rudimentaire baquetage jusqu'aux pompes puissantes mues par des machines à vapeur à multiple expansion, en passant par les pompes rotatives, les pompes centrifuges, les pompes à action directe, les pulsomètres, les machines à colonne d'eau, etc., etc.

On peut encore chercher à classer les pompes en partant des moyens dont on dispose pour les actionner. Nous trouverons ainsi les machines dans lesquelles on utilise l'effort musculaire d'un être animé quelconque (pompes à bras, manèges, etc.), les machines dans lesquelles on utilise une force naturelle, chute d'eau par exemple (béliers hydrauliques, machines à colonne d'eau); les machines dans lesquelles on emploie indirectement la vapeur pour produire le mouvement des organes (pompes à mouvement alternatif, pompes rotatives, pompes centrifuges, etc.); les machines dans lesquelles on emploie directement la vapeur ou un fluide quelconque, comme dans les émulseurs, les pulsomètres, les injecteurs, les éjecteurs, les fire hydrants, etc.

Nous nous rapprocherons autant que possible de cet ordre d'idées, qui nous semble se prêter mieux au but que nous poursuivons, mais sans nous obliger à rien de trop absolu, car ce mode de classification est encore bien imparfait puisque, par exemple, l'utilisation d'une chute d'eau peut conduire à l'emploi d'un bélier ou d'une pompe centrifuge et l'utilisation de la vapeur à l'adoption de presque tous les systèmes de pompes.

Aussi nous contenterons-nous de grouper ici tous les types qui par leur fonctionnement se prêtent le mieux à être étudiés ensemble.

Le Chapitre II traitera donc des pompes à mouvement alternatif, comprenant les généralités et calculs y relatifs, suivis de la description de divers types de pompes à bras, pompes à action directe, pompes à action indirecte.

Le Chapitre III comprendra les pompes à mouvement continu : rotatives, centrifuges, hélicoïdes.

Le Chapitre IV passera en revue les pompes employant comme force motrice un fluide en mouvement, et nous distinguerons deux classes, suivant que le fluide est un liquide ou un gaz. Nous aurons ainsi dans la première les béliers, les machines à colonne d'eau ; dans la deuxième, les monte-jus, pulsomètres, émulseurs.

Enfin, dans le Chapitre V, nous réunirons ensemble quelques appareils qui, bien que rentrant dans l'une ou l'autre des classes précédentes, présentent des caractères tels qu'ils forment un tout dont l'étude sera plus commode en les écartant des classes auxquelles ils appartiennent.

Je tiens, en terminant, à adresser ici tous mes remercîments à M. Gustave Richard qui, avec sa bonne grâce habituelle et son érudition bien connue, a mis à ma disposition tous les documents dont j'ai pu avoir besoin et dont les conseils éclairés ne m'ont jamais fait défaut.

TABLE DES MATIÈRES

CHAPITRE PREMIER

Généralités.

CHAPITRE II

Pompes à mouvement alternatif.

Deuxième catégorie.

Troisième catégorie.

IV. — Pompes a action indirecte

A. — *Pompes verticales.*

B. — *Horizontales à commande à vapeur ou hydraulique.*

C. — *Pompes à grande vitesse pour commande électrique.*

CHAPITRE III

Pompes à mouvement continu.

I. — Pompes rotatives. — Considérations générales.

A. — *Pompes rotatives à un seul axe.*

CHAPITRE IV

Pompes employant comme force motrice l'action d'un fluide en mouvement.

II. — Le fluide moteur est un gaz.

A. — *Le gaz agit par sa pression.*

B. — *Le gaz agit par sa vitesse.*
Injecteurs et Ejecteurs.

C. — *Le gaz agit par mélange et entraînement.*

CHAPITRE V

Pompes pour usages spéciaux.

I. — Pompe a incendie.

A. — *Pompe à incendie à vapeur.*

B. — *Pompes à incendie électriques.*

C. — *Pompe à incendie à pétrole.*

II. — Bateaux a incendie.

III. — Pompes a puits a pétrole.

LES POMPES

CHAPITRE I

GÉNÉRALITÉS

I

PRINCIPES GÉNÉRAUX D'HYDRAULIQUE

Suivant Résal, l'Hydraulique est une science d'application qui repose à la fois sur les principes immuables de la Mécanique et sur certaines hypothèses auxquelles on a été conduit par l'observation et grâce auxquelles on peut résoudre les questions proposées et expliquer les faits constatés.

Elle comprend deux divisions principales : l'hydrostatique et l'hydrodynamique. La première traite des fluides à l'état de repos ; elle est de beaucoup la plus connue, et, comme nous nous occuperons surtout des fluides en mouvement, nous abordons immédiatement l'Hydrodynamique dont c'est l'étude.

Mouvement permanent. — Le mouvement des fluides est permanent ou varié ; on s'occupe principalement du premier, c'est-à-dire de celui dans lequel toutes les molécules, passant en un même point de l'espace, ont en ce point la même vitesse en grandeur et en direction.

L'ensemble de toutes les molécules situées à un instant donné sur une trajectoire déterminée constitue un *filet*.

Hypothèse des tranches. — On admet que toutes les molécules, qui se trouvent à un instant donné comprises entre deux sections infiniment voisines, ne cessent pas de se trouver entre deux sections de cette nature dans la suite du mouvement. Ceci est vrai seulement pour les tuyaux de petite section, mais inexact pour les canaux de grandes dimensions.

Deuxième hypothèse. — Lorsqu'un fluide se meut par filets liquides d'un mouvement rectiligne et uniforme, la pression intérieure est la même qu'à l'état statique. On étend cette hypothèse au cas du mouvement varié à accélération faible.

Hypothèse de la fluidité parfaite. — On suppose pour la facilité des calculs que

l'on s'occupe toujours de liquides de fluidité parfaite, c'est-à-dire non visqueux. On introduit ensuite des termes correctifs, tenant compte de la viscosité.

Équation de continuité. — Soit ω la section en un point donné d'un filet fluide en mouvement et v la vitesse du liquide en ce point; le débit par seconde sera :

$$Q = \omega v.$$

Le mouvement étant supposé permanent, nous aurons de même dans une autre section de ce filet :

$$Q' = \omega' v'.$$

Étant admises la conservation des tranches et l'incompressibilité du liquide, nous aurons $Q = Q'$, et l'équation

$$Q = \omega v = \omega' v'$$

est dite équation de continuité.

Pressions exercées par un liquide en mouvement permanent. — Un liquide en mouvement permanent exerce sur les parois qu'il baigne et sur ses propres molécules des pressions de deux natures : les unes statiques, dues à la position du point considéré dans l'espace et dans le sein de la masse liquide, les autres dynamiques, dues au mouvement même du liquide.

Nous évaluerons toutes ces pressions, quelle que soit d'ailleurs leur nature, en colonne du liquide considéré; c'est-à-dire qu'elles seront représentées par les hauteurs des colonnes liquides ayant pour base l'élément considéré, et exerçant sur cet élément des pressions équivalentes.

Théorème de D. Bernouilli. — Si on admet l'équation de continuité et la non-viscosité du liquide, le théorème de Bernouilli peut s'examiner comme suit :

Soient :

ϖ, le poids spécifique du liquide;
v, la vitesse en un point donné du filet liquide considéré;
p, la pression en ce point;
z, la hauteur de ce point au-dessus du plan origine arbitrairement choisi;

on aura la relation :

$$\frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\varpi} + z = C^{te},$$

qui peut s'énoncer ainsi : Dans un fluide non visqueux en mouvement, et tout le long d'une même trajectoire, la hauteur due à la vitesse, le niveau piézométrique et l'altitude forment un total constant.

Nous insisterons sur ce théorème absolument fondamental en hydraulique.

On voit que $\frac{v^2}{2g}$ représente en hauteur liquide et d'après nos définitions la pression dynamique exercée par le liquide sur lui-même, tandis que $\frac{p}{\varpi}$ représente de la même manière la pression statique.

On peut représenter graphiquement ce théorème : la ligne AA′ (*fig.* 1) est la trajectoire. La ligne BB′ est obtenue en portant les valeurs de $\frac{p}{\varpi}$ en ordonnées au-dessus de AA′. La ligne CC′ dite ligne de charge est donc dans un plan horizontal dit plan de charge.

Nous définirons charge en un point la valeur $\frac{p}{\varpi} + \frac{v^2}{2g}$. C'est, exprimée en hauteur du liquide considéré, la pression totale exercée en ce point.

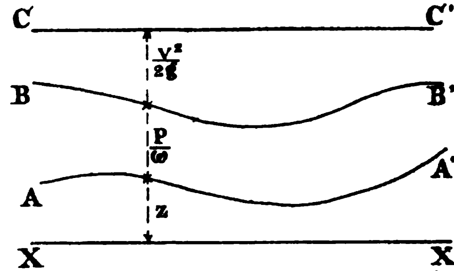


Fig. 1.

Théorème de Bernouilli dans le cas du mouvement relatif. — M. l'Inspecteur général Haton de la Goupillière donne dans son *Cours* une application des plus intéressantes du théorème de Bernouilli au cas du mouvement relatif d'un liquide animé d'un mouvement de rotation autour d'un axe.

Si w est la vitesse relative sur la trajectoire, et u la vitesse d'entraînement, on a :

$$\frac{w^2 - u^2}{2g} + \frac{p}{\varpi} + z = C^{te}.$$

C'est-à-dire que le théorème de Bernouilli s'applique dans ce mouvement relatif comme dans le mouvement absolu, à condition d'introduire la vitesse d'inertie d'entraînement.

Vitesse d'écoulement des fluides. — La considération du théorème de Bernouilli arrive à nous donner l'expression de la vitesse v en fonction de la pression absolue, qui agit sur la masse fluide considérée. On arrive à la formule très connue :

$$v = \sqrt{2gH}.$$

Débit. — Le débit d'un orifice est évidemment le produit de la section de cet orifice par la vitesse d'écoulement :

$$Q = S \cdot v.$$

Cette valeur de Q représente le débit théorique. L'expérience prouve que, dans la plupart des cas, le débit réel, c'est-à-dire la quantité d'eau qui s'écoule réellement pendant l'unité de temps, est inférieur à Q, et cela dans des proportions qui varient avec la forme des orifices.

L'observation a fait reconnaître que cette réduction de la valeur du débit était due à la diminution de section que subit la veine fluide dans l'orifice ou dès sa sortie. Ce phénomène est connu sous le nom de *contraction*.

Le rapport de la section de la veine s à la section de l'orifice S est le coefficien de contraction m. On a donc :

$$S = m \cdot s.$$

TABLE DES MATIÈRES

CHAPITRE PREMIER

Généralités.

CHAPITRE II

Pompes à mouvement alternatif.

pour ceux ayant un dépôt intérieur :

$$J = 6,4846 \frac{b_1}{D^5} Q^2,$$

avec :

$$b_1 = 0,000\,507 + \frac{0,000\,012\,94}{D}.$$

6° Enfin Maurice Lévy a donné pour l'expression de cette perte de charge dans les très longues conduites, dans le cas où l'on a besoin d'exactitude :

$$J = \frac{Q^2}{M^2\omega^2}$$

avec :

$$M = 20,5 \sqrt{R(1 + 3\sqrt{R})},$$

R étant le rayon moyen ci-dessus défini.

Influence des coudes dans les tuyaux. — Si on admet que la section du tuyau ne varie pas, on peut considérer le cas d'un coude à angle vif, et le cas d'un coude raccordant d'une manière continue deux portions d'un même tuyau.

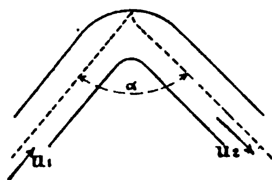


Fig. 2.

1° Si on considère le *coude vif* d'angle α (*fig.* 2), la vitesse u avant le coude subit une perte égale à $2u_1 \cos \frac{\alpha}{2}$, et la perte de charge est alors :

$$\frac{1}{2g} \cdot 4u_1^2 \cdot \cos^2 \frac{\alpha}{2}.$$

2° Si on considère deux branches d'un même tuyau réunies par un raccord circulaire, on peut appliquer l'une des deux formules suivantes dans lesquelles :

u_1 est la vitesse du liquide en mètres par seconde;
R, le rayon de la section du tuyau en mètres;
r, le rayon de l'arc moyen du raccord;
c, la longueur de l'arc moyen du raccord.

A la suite des expériences de Dubnat, faites seulement sur des tubes courts, Navier a donné la formule suivante :

$$\text{Perte de charge} = \frac{u_1^2}{2g} (0,0039 + 0,0186r) \frac{c}{r^2}.$$

Résal a été amené par le calcul à une formule plus simple :

$$\text{Perte de charge} = \frac{u_1^2}{2g} \times \frac{R^2}{4r^2}.$$

D'une manière générale, on peut négliger l'influence d'un coude lorsque son rayon r égale au moins vingt fois le rayon R de la section du tuyau.

II

GÉNÉRALITÉS SUR LES POMPES ET LEUR FONCTIONNEMENT

On donne le nom de *pompe* à toute machine destinée à déplacer les liquides ou les fluides en général. On peut, tout en conservant à cette désignation un sens encore très étendu, dire qu'une pompe est un appareil dans lequel l'énergie dépensée est employée à donner naissance à une différence de pression entre sa capacité intérieure, nommée *corps de pompe*, et une autre capacité, de façon à ce qu'il en résulte un mouvement du fluide que contient l'une d'elles vers celle où règne la pression la moins élevée.

Suivant que le corps de pompe joue le rôle de capacité à basse ou à haute pression, les phénomènes produits prennent le nom d'*aspiration* ou de *refoulement*.

Dans les deux cas, un dispositif spécial empêche le retour en arrière du fluide déplacé.

Ceci dit, nous classerons comme pompes tous les appareils dont le fonctionnement donnera lieu à l'une au moins des deux phases énoncées, tels que les *pulsomètres*, les *béliers*, les *éjecteurs*, les *ventilateurs* et les *machines pneumatiques*.

Nous exclurons ainsi les appareils, tels que norias, chapelets, vis d'Archimède, qui produisent aussi bien l'élévation des solides que des liquides, mais cela par transport.

FONCTIONNEMENT DES POMPES

Aspiration. — L'aspiration est la première phase du fonctionnement d'une pompe ordinaire ; c'est celle qui se produit lorsque l'énergie dépensée est employée à produire dans le corps de pompe une pression inférieure à celle du réservoir avec lequel il est en communication. L'eau de ce réservoir vient alors remplir le corps de pompe.

Comme très fréquemment l'aspiration se fait dans des récipients ouverts à l'atmosphère, il faut faire le vide dans le corps de pompe, pour qu'il y ait mouvement du liquide.

On voit déjà clairement que, dans cette phase du fonctionnement, le seul but à atteindre est de produire le vide dans le corps de pompe, aussi rapidement et aussi complètement que possible.

Pour cela, les moyens varient avec les systèmes ; ainsi, dans les pompes à mouvement alternatif, le vide est produit par le déplacement d'un piston ; dans les pulsomètres, on l'obtient par la condensation de la vapeur d'eau dans le corps de pompe ; dans les injecteurs, il est dû à la dépression que cause autour de lui un courant de vapeur passant dans un canal discontinu.

Il est bien évident que, si l'aspiration se fait dans un réservoir fermé dont la

pression est plus élevée que celle de l'atmosphère, ou dans un réservoir situé à une altitude plus grande que la pompe, la différence de pression augmente d'autant plus qu'on fait le vide dans le corps de pompe, et le mouvement du liquide se fait avec une plus grande rapidité.

La vitesse que prend le liquide se déduit d'ailleurs de la formule générale :

$$v = \sqrt{2gh},$$

dans laquelle :

$$h = H_0 - H,$$

H_0 étant la pression sur le réservoir d'aspiration,

et H, celle qui règne dans le corps de pompe quand on commence à faire le vide.

La vitesse v varie pendant toute la durée de l'aspiration avec H.

Ainsi que nous l'avons dit, on place sur le conduit d'aspiration un obturateur dont le but est d'empêcher le retour en arrière du liquide pompé.

Refoulement. — Le refoulement est le phénomène qui succède à l'aspiration ; il lui est complètement identique : on crée dans le corps de pompe une pression plus élevée que celle qui règne dans la capacité — appelée réservoir de refoulement — avec laquelle il est en communication, et le liquide amené pendant l'aspiration prend un mouvement d'autant plus accéléré que la différence de pression entre le corps de pompe et ce réservoir est d'autant plus élevée. Cette différence étant exprimée en hauteur de liquide par h_1, la vitesse du liquide sera :

$$v_1 = \sqrt{2gh_1}.$$

Dans la plupart des pompes, la pression de refoulement varie pendant toute la durée du phénomène ; il en résulte une variation de la vitesse v_1, qui donne naissance à des chocs entre les masses liquides déplacées, et, par conséquent, à des pertes d'énergie ; on diminue ces dernières par l'adjonction d'appareils auxiliaires, qui sont généralement des réservoirs d'air sur lesquels nous reviendrons plus tard.

Il est absolument indispensable d'avoir, sur le canal de refoulement, un obturateur automatique empêchant le retour du liquide en arrière.

Soupapes et clapets. — Les obturateurs en question sont nombreux et variés. Il y en a deux grandes catégories : les *clapets* et les *soupapes*.

Les *clapets* sont, en général, constitués par une plaque métallique — bronze le plus souvent — articulée à un axe fixe, et venant reposer sur une partie dressée du canal à obturer nommée *siège*. Dans certains cas, pour éviter le bruit et pour assurer l'étanchéité du joint quand l'eau contient des matières granuleuses en suspension, le clapet est constitué par une feuille de caoutchouc ou de cuir tenue entre deux plaquettes métalliques dont l'une porte la charnière. Cette construction est particulière aux pompes à eau froide ; mais elle ne saurait convenir pour l'eau chaude, qui durcit le caoutchouc, ni pour le pétrole, qui le dissout.

Les *soupapes* sont des obturateurs à levée parallèle. Généralement elles sont formées de disques en bronze portant en dessus ou en dessous des ailettes prismatiques en croix destinées à assurer le guidage en permettant le passage de l'eau.

Le siège de la soupape peut être plan ou conique. Dans tous les cas, il est nécessaire qu'il soit très bien ajusté pour être étanche. On obtient cette étanchéité par le rodage, opération qui consiste à faire tourner la soupape sur son siège en y déposant préalablement une petite quantité de potée d'émeri très fine; en produisant une légère pression, on use par rotation les surfaces en contact. Certains constructeurs produisent un rodage automatique pendant le fonctionnement de la pompe, en faisant venir de fonte les soupapes avec des ailes hélicoïdales : le mouvement de l'eau leur communique ainsi, au moment de la levée, un mouvement de rotation qui les empêche de retomber toujours dans la même position sur leur siège. On prévient surtout de cette façon les incrustations de matières étrangères dans les surfaces de joint. Il est également de bonne précaution, dans la construction des soupapes, de donner au siège une épaisseur suffisante pour permettre plusieurs rodages et, au besoin, une rectification sur le tour.

Dans les constructions économiques et pour les faibles pressions, on emploie avec succès des soupapes constituées par des boulets en caoutchouc vulcanisé guidés par des cloches ajourées permettant le passage de l'eau et limitant leur levée.

TRAVAIL DES POMPES

Le travail qu'ont à effectuer les pompes est fort variable ; les cas les plus communs sont les suivants ou s'en rapprochent de très près :

1° Enlever l'eau d'un endroit où elle gêne et l'expulser, comme dans l'épuisement des mines, l'asséchement des cales de navires, des bassins maritimes, des marais, etc.;

2° Élever l'eau dans les réservoirs d'où elle se répandra par sa gravité aux divers points où sa présence est nécessaire : distribution d'eau des villes ;

3° Transporter l'eau d'un point à un autre en l'élevant ou non : arrosage, irrigation, extinction des incendies;

4° Prendre l'eau en l'élevant, ou non, et la refouler à une certaine pression, soit à l'air libre, soit dans un espace clos : pompes à incendie, pompes alimentaires des générateurs à vapeur.

Dans tous les cas, un certain poids P de liquide devra être déplacé d'une hauteur H pendant l'unité de temps, et cela exige un travail évalué par :

$$T = P \cdot H.$$

Débits. — On appelle *débit théorique* d'une pompe le volume engendré par seconde par l'organe propulseur ; le *débit réel* est le volume de l'eau montée ou déplacée par seconde.

Rendements. — Le rapport entre les deux volumes définis ci-dessus est le *rendement en volume ;* il est généralement plus petit que l'unité, cependant il y a des cas où il atteint et même dépasse 1. Ceci paraît invraisemblable *a priori*, mais résulte de ce qu'au moment de l'aspiration la vitesse de l'organe propulseur a été suffisante pour créer un fort courant de la masse liquide vers le corps de pompe, courant qui maintient la soupape d'aspiration levée et permet à l'eau de passer pendant le commencement du refoulement directement de l'aspiration au refoulement. On cite des pompes Girard dont le rendement volumétrique était de 110 0/0.

Le *travail utile* est le produit du poids d'eau réellement élevé par seconde par la distance verticale mesurant l'élévation (*aspiration + refoulement*).

Le *rendement mécanique* est alors le rapport entre le travail utile fourni par la pompe et le travail développé par le moteur qui la conduit.

Il est beaucoup plus important à considérer pour le consommateur que le rendement volumétrique ; c'est en effet lui qui rend compte de la manière bonne ou mauvaise dont est utilisée l'énergie fournie dont le prix est facile à calculer.

Dans de bonnes machines, il atteint 0,86 ; mais il est fréquemment plus bas.

Les pompes aspirante et foulante étant les types classiques de pompes, nous allons donner, à titre d'exemple, les rendements donnés par Résal.

1° *Rendement d'une pompe aspirante.* — Il s'exprime par la formule

$$\mu = \frac{\mathfrak{C}_u}{\mathfrak{C}_m} = \frac{1}{1 - \frac{e}{H} + \frac{1}{3}\frac{\omega^2 l^2}{gH}\left(1 + \alpha^2 + \frac{\Omega^2}{\sigma^2}\right)},$$

dans laquelle on a :

Ω, section du corps de pompe ;
e, épaisseur du piston ;
$2l$, amplitude des oscillations du piston, hauteur du liquide dans le corps de pompe au-dessus de la face supérieure du piston arrivé au point le plus bas ;
H, hauteur du niveau moyen du liquide dans le corps de pompe au-dessus du niveau du réservoir d'alimentation ;
ω, vitesse angulaire de la manivelle qui meut la tige de piston ;
α^2, coefficient tenant compte des diverses pertes de force vive (frottements, entrée de l'eau dans le corps de pompe, etc.), tel que la perte de force vive totale soit $\alpha^2 v^2$;
σ, aire de la soupape du piston.

On voit que μ sera d'autant plus grand que ω et α seront plus faibles et que σ sera plus grand, c'est-à-dire que le rendement croît avec les sections dans les ouvertures des soupapes et décroît lorsque la vitesse augmente.

2° *Rendement d'une pompe foulante.* — Ce rendement a pour formule :

$$\mu = \frac{\mathfrak{C}_u}{\mathfrak{C}_m} = \frac{2\pi\Omega' l H'}{2\pi\left[\frac{1}{3}\omega^2\frac{l^3}{g}(1 + \alpha'^2) + (H' - l)l\right]\Omega'} = \frac{1}{1 - \frac{l}{H'} + \frac{1}{3}\frac{\omega^2 l^3}{gH'}(1 + \alpha'^2)}.$$

H', hauteur à laquelle on doit élever l'eau au-dessus du fond du corps de pompe ;
Ω', section contractée à son débouché ;
α'^2, coefficient des pertes de forces vives.

Causes des diminutions de rendement des pompes. — Ces causes sont nombreuses. Les principales sont dues :

Aux frottements des organes composant la pompe ;
Aux frottements du liquide dans les conduits ;
A la mise en liberté de l'air dissous ;

A la vaporisation de l'eau dans le vide ;

Au travail absorbé par le déplacement du piston et des autres organes mobiles (clapets, etc.);

Aux fuites ;

Aux pertes de puissances vives dues aux changements brusques de vitesses de l'eau.

III

RENSEIGNEMENTS GÉNÉRAUX SUR LES MÉCANISMES ET LES FLUIDES INTERMÉDIAIRES

Frottement de glissement. — Si l'on considère deux corps glissant l'un sur l'autre, l'expérience conduit à admettre que la réaction tangentielle de l'un sur l'autre est proportionnelle à la réaction normale correspondante et dirigée en sens inverse de la vitesse relative des deux corps.

Soient T et N les réactions tangentielle et normale ; on aura :

$$T = f \cdot N.$$

T est, par définition, le *frottement de glissement; f* est le *coefficient de frottement; f* dépendra de la nature des deux corps, du poli de leur surface, de leur lubrification, etc.

Les chiffres ci-après permettent de calculer les pertes ainsi produites; ce sont les moyennes des principaux résultats d'expérience de Coulomb et Morin sur la détermination du coefficient de frottement de glissement.

SURFACES PLANES

	Valeur de		
	A sec	Humides	Graisse renouvelée.
Bois sur bois.	0,45	0,25	0,07
Bois sur métal	0,36	0,24	0,07
Métal sur métal	0,18	—	0,08
Cuir sur bois.	0,32	0,29	—
Cuir sur métal	0,56	0,36	—
Corde de chanvre sur bois.	0,50	—	—

TOURILLONS ET COUSSINETS

	A sec	Etat ordinaire onctueux.	Graisse renouvelée.
Métal sur métal.	0,16	0,10	0,05
Métal sur bois	0,19	0,10	0,05

Au frottement des organes de la pompe, il y a lieu d'en ajouter un autre tout aussi important, qui est le frottement du liquide dans les tuyaux dont nous avons déjà parlé.

Solubilité de l'air dans l'eau. — On a appris en physique (loi de Henry) que : *A une même température, le volume gazeux, mesuré sous la pression finale, dissous par l'unité de volume du dissolvant, est indépendant de cette pression finale;* mais il suffit d'une faible variation de température pour permettre le dégagement d'air, lequel, augmentant ensuite de volume pendant l'aspiration, à mesure que la pression baisse, provoque une diminution de rendement volumétrique.

Cet air dégagé peut se cantonner dans certaines parties de la pompe et se redissoudre inopinément dans de l'eau qui n'en contient pas, en occasionnant des chocs et des remous. Cette solubilité gêne encore au refoulement, lorsqu'il est nécessaire d'employer des réservoirs d'air pour régulariser le mouvement de l'eau, et exige une pompe de compression dont le travail est sans effet utile au point de vue de la quantité d'eau montée.

La solubilité de l'air dans l'eau est en moyenne de $\frac{1}{50^e}$, comme le montre le tableau ci-dessous :

AIR DISSOUS PAR 1 LITRE D'EAU A LA PRESSION DE 760 MILLIMÈTRES AUX DIFFÉRENTES TEMPÉRATURES

0°	0^{lit},02471	10°	0^{lit},01953
1	0 ,02406	11	0 ,01916
2	0 ,02345	12	0 ,01882
3	0 ,02287	13	0 ,01851
4	0 ,02237	14	0 ,01822
5	0 ,02179	15	0 ,01795
6	0 ,02128	16	0 ,01771
7	0 ,02080	17	0 ,01750
8	0 ,02034	18	0 ,01732
9	0 ,01992	19	0 ,01717

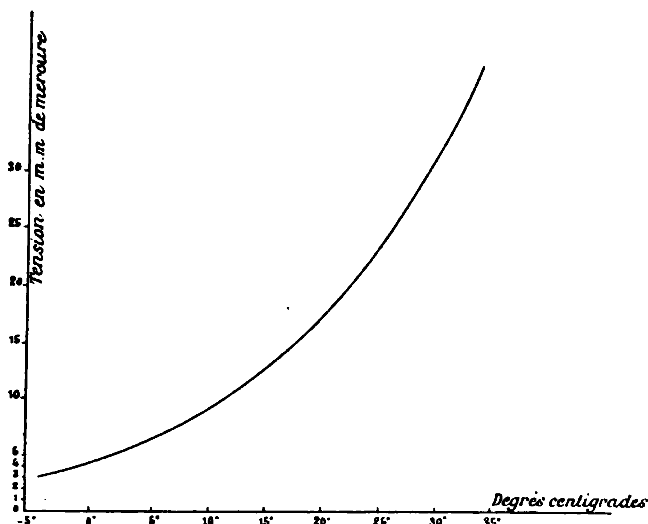


Fig. 3.

Vaporisation de l'eau dans le vide. — On a vu, en physique, que l'eau peut se vaporiser dans le vide à la température de 0° et même plus bas. Si donc on provoque un vide même imparfait, il y a émission d'une certaine quantité de vapeur d'eau dont la pression contrarie l'ascension de l'eau restante. Cette vapeur émise est d'autant plus abondante et, par conséquent, a une tension d'autant plus forte que la température du milieu est plus élevée. Il n'est donc pas nécessaire d'avoir un vide

complet pour donner lieu à ce phénomène, qui fait d'ailleurs qu'on ne peut aspirer les liquides chauds. En effet, si un liquide est à une température de 40°, il est évident qu'il suffira de produire une très faible dépression pour qu'il s'en vaporise une grande partie. Le tableau suivant et la figure (p. 12) donnent des résultats d'expériences très intéressantes à ce sujet.

TENSIONS EN MILLIMÈTRES DE MERCURE DE LA VAPEUR D'EAU ENTRE — 5° ET + 35° C.

— 5°	3,131	5°	6,534	15°	12,699	25°	23,550
— 4	3,387	6	6,998	16	13,536	26	24,988
— 3	3,664	7	7,492	17	14,421	27	26,505
— 2	3,955	8	8,017	18	15,357	28	28,101
— 1	4,267	9	8,574	19	16,346	29	29,782
0	4,600	10	9,165	20	17,391	30	31,548
1	4,940	11	9,792	21	18,495	31	33,405
2	5,302	12	10,457	22	19,659	32	35,359
3	5,687	13	11,162	23	20,888	33	37,410
4	6,097	14	11,908	24	22,184	34	39,565

VOLUME, POIDS SPÉCIFIQUE ET TENSION ÉLASTIQUE DE LA VAPEUR D'EAU AUX DIFFÉRENTES TEMPÉRATURES DE 0° A 180°

TEMPÉRATURE	TENSION en ATMOSPHÈRES	PRESSION EN KILOGRAMMES par centimètre carré	VOLUME DE 1 KILOGRAMME de vapeur	POIDS DE 1 MÈTRE CUBE de vapeur
0°	$\frac{1}{166}$	0,006	205^{m3},222	0^{kg},005
18°	$\frac{1}{50}$	0,021	66 ,145	0 ,015
33°	$\frac{1}{20}$	0,051	27 ,852	0 ,036
46°	$\frac{1}{10}$	0,103	14 ,516	0 ,069
60°	$\frac{1}{5}$	0,206	7 ,583	0 ,132
65°	$\frac{1}{4}$	0,258	6 ,157	0 ,162
82°	$\frac{1}{2}$	0,516	3 ,227	0 ,310
92°	$\frac{3}{4}$	0,775	2 ,215	0 ,451
100°	1	1,033	1 ,696	0 ,591
112°	$1\frac{1}{2}$	1,549	1 ,167	0 ,857
121°	2	2,066	0 ,895	1 ,116
128°	$2\frac{1}{2}$	2,582	0 ,729	1 ,371
134°	3	3,099	0 ,617	1 ,620
140°	$3\frac{1}{2}$	3,615	0 ,534	1 ,866

TEMPÉRATURE	TENSION en ATMOSPHÈRES	PRESSION EN KILOGRAMMES par centimètre carré	VOLUME DE 1 KILOGRAMME de vapeur	POIDS DE 1 MÈTRE CUBE de vapeur
144°	4	4,131	0^{m3},474	2^{kg},108
148°	$4\frac{1}{2}$	4,648	0 ,426	2 ,347
152°	5	5,164	0 ,387	2 ,584
156°	$5\frac{1}{2}$	5,681	0 ,355	2 ,812
159°	6	6,197	0 ,328	3 ,051
165°	7	7,230	0 ,285	3 ,509
171°	8	8,263	0 ,252	3 ,971
176°	9	9,300	0 ,227	4 ,408
180°	10	10,330	0 ,206	4 ,848

D'après Résal, le poids spécifique et la pression de la vapeur d'eau saturée sont liés de manière très satisfaisante par la relation :

$$\rho = Mp^{m},$$

dans laquelle :

ρ est le poids spécifique de la vapeur d'eau saturée ;
p, la pression exprimée en millimètres de mercure ;
$M = 0{,}001164$;
$m = 0{,}943$.

A ce sujet, on peut souvent avoir à passer d'une pression exprimée en colonne de mercure à une pression exprimée en colonne d'eau. Le tableau suivant donne la correspondance de ces expressions jusqu'à 1.000 millimètres d'eau.

MILLIMÈTRES		MILLIMÈTRES		MILLIMÈTRES		MILLIMÈTRES	
EAU	MERCURE	EAU	MERCURE	EAU	MERCURE	EAU	MERCURE
1	0,07	16	1,18	35	2,58	200	14,76
2	0,15	17	1,26	40	2,95	250	18,45
3	0,22	18	1,33	45	3,32	300	22,14
4	0,30	19	1,40	50	3,69	350	25,83
5	0,37	20	1,48	55	4,06	400	29,52
6	0,44	21	1,55	60	4,43	450	33,21
7	0,52	22	1,62	65	4,80	500	36,90
8	0,59	23	1,70	70	5,17	550	40,59
9	0,66	24	1,77	75	5,54	600	44,28
10	0,74	25	1,84	80	5,90	650	47,97
11	0,81	26	1,92	85	6,27	700	51,66
12	0,89	27	1,98	90	6,64	800	59,04
13	0,96	28	2,07	95	7,01	900	66,42
14	1,03	29	2,14	100	7,38	1000	73,80
15	1,12	30	2,21	150	11,07		

L'eau, comme on le sait, se solidifie à 0° et entre en ébullition à 100° à la pression atmosphérique.

La densité de la glace est 0,92; celle de la vapeur d'eau est 0,624.

L'eau présente son maximum de densité à + 4°. Le tableau suivant donne la densité de l'eau et le volume du kilogramme aux différentes températures de — 5° à 100°.

DEGRÉS	DENSITÉ	VOLUME	DEGRÉS	DENSITÉ	VOLUME
— 5	0,9993	1lit,0007	50	0,9882	1lit,0119
0	0,9999	1 0001	55	0,9858	1 0144
4	1,0000	1 0000	60	0,9834	1 0169
10	0,9997	1 0002	65	0,9807	1 0196
15	0,9992	1 0008	70	0,9779	1 0226
20	0,9983	1 0017	75	0,9750	1 0257
25	0,9971	1 0029	80	0,9719	1 0289
30	0,9958	1 0043	85	0,9688	1 0322
35	0,9942	1 0058	90	0,9656	1 0357
40	0,9923	1 0077	95	0,9622	1 0393
45	0,9904	1 0097	100	0,9586	1 0431

Pertes de force vive. — Dans toutes les pompes, le liquide arrive toujours à la sortie du tuyau de refoulement avec une certaine vitesse v; la force vive $\frac{1}{2} mv^2$ qui en résulte reste donc absolument inutilisée. Il y a donc lieu de faire en sorte que v soit aussi petit que possible.

A cette perte viennent s'ajouter celles qui sont dues aux changements de vitesse que subit le fluide dans le corps de pompe, provenant de différences dans les sections de passage, ou, comme dans les pompes à piston, des variations de vitesse de l'organe propulseur. Dans ce dernier cas, elles sont très marquées, surtout si la pompe n'a qu'un seul corps, car le piston passe deux fois par tour par une vitesse nulle. On remédie partiellement à ces inconvénients en adoptant des dispositifs spéciaux : réservoirs d'air, pompes à courant continu, etc., sur lesquels nous donnerons des détails plus loin.

UNITÉS

Au cours de cet ouvrage, nous aurons constamment à parler de machines mises en œuvre par des moteurs. Il est donc utile de posséder les notions générales relatives à ces derniers. Aussi nous condenserons en quelques pages les données élémentaires indispensables qui ont trait aux principaux d'entre eux, c'est-à-dire aux :

Moteurs animés ;
Moteurs à vent et moteurs hydrauliques;
Moteurs thermiques;
Moteurs électriques.

Rappelons d'abord les unités employées en mécanique en partant du système C. G. S. (centimètre, gramme, seconde).

L'unité d'accélération est l'accélération d'un mobile animé d'un mouvement uniformément varié, qui parcourt 1 centimètre par seconde. On la rapporte à l'accélération de la pesanteur, qui est à Paris :

$$g = 981 \text{ centimètres.}$$

L'unité de force est le produit de l'unité de masse par l'unité d'accélération : c'est la force qui communique une accélération de 1 centimètre par seconde à la masse de 1 gramme; on l'appelle la *dyne*. Elle vaut $\frac{1}{981}$ gramme.

L'unité de travail est le produit de cette dernière quantité par l'unité de longueur ; c'est le travail accompli par une dyne déplaçant son point d'application de l'unité de longueur suivant sa direction :

$$1 \text{ dyne} \times 1 \text{ cm.} = 1 \text{ erg.}$$

Ces unités sont trop petites pour être employées en pratique. On rapporte alors les chemins parcourus au mètre et les forces au kilogramme.

Le travail correspondant au gramme-centimètre étant

981 dynes,

le kilogrammètre sera :

$$981 \times 1.000 \times 100 = 981 \times 10^5 \text{ dynes.}$$

C'est, comme son nom l'indique, le travail développé par une force de 1 kilogramme sur un chemin de 1 mètre.

Nous avons à introduire la notion du temps : l'unité de temps, en mécanique, est la seconde.

Les unités de puissance sont le cheval-vapeur et le poncelet :

Le cheval-vapeur est le travail fourni par une force capable d'élever 75 kilogrammes à 1 mètre de hauteur par seconde ; c'est donc 75 kilogrammètres-seconde.

Comme le chiffre de 75 se prête peu aux transformations et aux calculs rapides, on a adopté une nouvelle unité plus commode, le poncelet, qui vaut 100 kilogrammètres-seconde.

IV

GÉNÉRALITÉS SUR LES MOTEURS ANIMÉS ET LES MOTEURS UTILISANT LES FORCES NATURELLES TELLES QUE LE VENT ET L'EAU

MOTEURS ANIMÉS

L'économie domestique, l'agriculture et la petite industrie utilisent encore beaucoup, pour l'élévation des eaux, la force de l'homme ou des animaux.

Il n'est donc pas sans intérêt de connaître quelques données sur les efforts et le travail qu'ils peuvent fournir. Le tableau qui va suivre donne quelques indications, qui sont des moyennes d'observation.

V est la vitesse moyenne en mètres du point d'application de l'effort moteur ;
P est la valeur moyenne en kilogrammes de cet effort estimé, suivant la direction de V ;
T est la durée du travail journalier en secondes, déduction faite des repos.

Le travail journalier est en kilogrammètres :

$$\mathfrak{T} = V \,.\, P \,.\, T.$$

Il est bon de noter que V, P, T sont les limites que peut atteindre le moteur animé, mais qu'il n'y a pas intérêt à les lui demander la plupart du temps ; ce qu'il faut, puisque c'est la fatigue que l'on paye, c'est rendre le produit P . V . T maximum à égalité de fatigue.

Les valeurs à choisir pour P, V, T en pratique sont donc celles qui correspondent au maximum d'effet utile, et il y a ainsi intérêt à ne faire travailler que neuf heures un moteur animé qui peut travailler dix-huit heures, s'il fournit son maximum de rendement pour $T = 9$ heures.

Remarquons, enfin, que, si les moteurs animés ne peuvent travailler que d'une façon discontinue, la fatigue les obligeant à des arrêts plus ou moins prolongés, ils ont l'avantage de pouvoir, pendant un temps plus ou moins court, faire varier beaucoup V ou P en maintenant le produit $\mathfrak{T}$ sensiblement constant. C'est là un avantage appréciable dans quelques cas particuliers.

QUANTITÉS DE TRAVAIL JOURNALIER QUE PEUVENT FOURNIR, EN DIVERSES CIRCONSTANCES, LES PRINCIPAUX MOTEURS ANIMÉS

NATURE DU TRAVAIL	EFFORT EXERCÉ P (kilogs)	VITESSE V (mètres)	TRAVAIL par 1" (kgm)	DURÉE du TRAVAIL journalier (heures)	QUANTITÉ de TRAVAIL journalier (poncelets)
I. — **Élévation verticale des fardeaux.**					
Un homme montant une rampe douce ou un escalier sans fardeau, son unique travail servant à élever son corps	65	0,15	9,75	8	2.808
Un homme élevant des poids avec une corde et une poulie, ce qui l'oblige à faire descendre la corde à vide.	18	0,20	3,6	6	778
Un homme élevant des poids en les soulevant avec la main.	20	0,17	3,4	6	734
Un homme élevant des fardeaux en les portant sur son dos en haut d'une rampe ou pente douce et revenant à vide.	65	0,04	2,6	6	562
Un homme élevant des fardeaux en montant rampe au 1/12 avec une brouette et revenant à vide .	60	0,02	1,2	10	432
Un homme élevant des terres à la pelle à la hauteur de $1^m,60$.	2,7	0,40	1,08	10	389
II. — **Action sur les machines-outils.**					
Un homme agissant sur une roue à chevilles ou à tambour : 1° Au niveau de l'axe.	60	0,15	9,0	8	2.592
2° Vers le bas de la roue.	12	0,70	8,4	8	2.511
Un homme marchant, poussant ou tirant horizontalement d'une manière continue	12	0,60	7,2	8	2.074
Un homme agissant sur une manivelle	8	0,75	6,0	8	1.728
Un homme exercé poussant et tirant alternativement dans le sens vertical.	6	0,75	4,5	10	1.620
Un cheval attelé à une voiture au pas.	70	0,90	63,0	10	21.680
— — — au trot.	44	2,20	96,8	4,5	15.682
— — à un manège au pas	45	0,90	40,5	8	11.664
— — — au trot.	30	2,00	60,0	4,5	9.724
Un bœuf attelé à un manège au pas.	60	0,60	36,0	8	10.368
Un mulet — — —	30	0,90	27,0	8	7.778
Un âne — — —	14	0,80	11,2	8	3.225
III. — **Transport horizontal des fardeaux.**					
Un homme marchant sur un chemin horizontal sans fardeau, son travail consistant seulement à déplacer son corps.	65	1,50	97,5	10	35.100
Un homme transportant des matériaux dans une charrette à deux roues et revenant à vide. . .	100	0,50	50	10	18.000
Un homme transportant des matériaux dans une brouette et revenant à vide	60	0,50	30	10	10.800
Un homme portant le fardeau sur son dos . . .	40	0,75	30	7	7.560
Un homme portant le fardeau sur son dos et revenant à vide chercher de nouvelles charges.	65	0,50	32,5	6	7.020
Un cheval au pas tirant une charrette chargée.	700	1,10	770	10	277.200
Un cheval au trot tirant une charrette chargée.	350	1,20	420	4,5	68.040
Un cheval au pas transportant des fardeaux dans une charrette et revenant à vide chercher un nouveau chargement.	700	0,60	420	10	151.200
Un cheval au pas chargé sur le dos.	120	1,10	132	10	47.520
— au trot —	80	2,20	176	7	44.350

MOULINS A VENT

Les moulins à vent sont, après les moteurs animés, ceux qui ont été les premiers appliqués à l'élévation de l'eau. C'est encore un de leurs principaux emplois.

On peut les classer en deux catégories : les *moulins hollandais* et les *moulins américains* ou *turbines atmosphériques*.

Les premiers nous viennent d'Orient et ne furent introduits dans nos régions qu'après les Croisades. Leur disposition est bien connue : ils consistent en quatre ailes montées en croix sur un axe horizontal et faisant un certain angle avec le plan de rotation. Cet axe est porté par une charpente pouvant tourner autour d'un axe vertical de manière à pouvoir toujours présenter le plan de rotation des ailes normalement à la direction du vent. Cette orientation peut se faire automatiquement.

Dans les moulins américains, les ailes, plus nombreuses, couvrent toute la surface décrite par la partie utilisable de la roue ; aussi, à puissance égale, leur diamètre extérieur est beaucoup plus petit que celui des moulins hollandais. Cette réduction de diamètre a également pour avantage de faciliter la désorientation du moulin lorsque la vitesse du vent devient trop grande ; dans ce cas, en effet, il est nécessaire de faire tourner les ailes de manière que leur plan se trouve dans la direction du vent, et on comprend que l'effort pour produire cette manœuvre est d'autant plus faible que la longueur des ailes est plus petite.

La vitesse du vent nécessaire à la bonne marche est de 5 à 7 mètres par seconde ; dans certains systèmes bien construits, la désorientation ne se produit que lorsque cette vitesse atteint 9 mètres. Le travail fourni est alors plus grand et compense l'excès du prix d'achat.

La puissance d'un moulin à vent peut se déterminer par la formule :

$$N = \frac{Su^3}{3} \text{ kilogrammètres-seconde,}$$

S étant la surface totale de la partie utilisable des ailes en mètres carrés ;
u, la vitesse du vent en mètres par seconde.

En chevaux-vapeur de 75 kilogrammètres, on a :

$$N' = 0{,}0045Su^3,$$

et en poncelets :

$$N'' = 0{,}0033Su^3.$$

Cette formule est assez employée en France.

Le rendement de ces appareils est mauvais ; cependant on n'a pas trop à en tenir compte, puisque la puissance motrice ne coûte rien.

Voici un tableau qui donne quelques chiffres sur des appareils de faible puissance du type américain « Corcoran », assez répandu aux États-Unis. Nous les empruntons à M. Wolff, l'auteur de nombreux mémoires et essais dans la matière. M. Wolff a supposé pour leur établissement une vitesse moyenne de vent de 7 mètres à la seconde pendant huit heures par jour, soit 2.920 heures par an.

DIAMÈTRE de LA ROUE	PUISSANCE en CHEVAUX 8 heures par jour	PUISSANCE en PONCELETS pendant 8 heures par jour	DÉPENSE PAR HEURE DE TRAVAIL					PRIX du CHEVAL-HEURE	PRIX du PONCELET-HEURE
			INTÉRÊTS des moteurs et des constructions à 5 0/0 du prix d'achat	DÉPRÉCIATIONS et réparations à 5 0/0 du prix d'achat	SUR-VEILLANCE	HUILE	TOTAL		
mètres			centimes	centimes	centimes	centimes	centimes	centimes	centimes
2,60	0,04	0,03	1,25	1,25	0,30	0,20	3,00	75.0	100,0
3,00	0,12	0,09	1,50	1,50	0,30	0,20	3,50	29,0	38,6
3,65	0,21	0,157	1,80	1,80	0.30	0,20	4,10	19,5	26,0
4,25	0,28	0,21	3,75	3,75	0.30	0,35	8,15	29,0	38,6
4,85	0,41	0,307	5,75	5,75	0,30	0,35	12,15	29,5	39,4
5,50	0,61	0,45	6,85	6,85	0,30	0,35	14,35	23,0	30,6
6,00	0,79	0,58	8,50	8,50	0,30	0,50	17,80	22,5	30,0
7,60	1,34	1,00	10,25	10,25	0,30	0,50	21,30	15,0	20,0

Le mouvement des moulins peut être transmis aux pompes de différentes façons Dans certains cas, l'arbre portant les ailes est un arbre-manivelle, et une longue bielle donne le mouvement à la tige du piston; on ne peut sur ce dispositif atteler que des pompes à piston et à simple effet, dont le refoulement s'effectue pendant la course de bas en haut, de façon que la bielle ne travaille qu'à la traction ; le travail à la compression occasionnerait des flambages de la bielle et nécessiterait une section plus forte.

Une transmission par engrenages permet l'emploi de pompes à double effet ; son rendement se trouve un peu diminué, mais on peut ainsi réduire les dimensions de la pompe pour un même débit.

Dans le cas où les pompes ainsi actionnées refoulent dans un réservoir, on munit le moulin d'un dispositif permettant la désorientation automatique lorsque le réservoir est plein ; cette automaticité s'obtient toujours par un flotteur.

Enfin, les moulins de grande puissance sont munis d'appareils de régulation, de freinage et de désorientation progressive, dont l'étude ne saurait trouver place ici.

Notons seulement, pour terminer, qu'étant données les conditions économiques de marche des moulins à vent, ils sont tout indiqués pour les petites exploitations surtout agricoles, et qu'ils y ont pris un grand développement, même depuis ces dernières années. C'est ainsi qu'aux États-Unis on en comptait environ 500.000 en 1893. Ils ont trouvé leur application principalement dans le drainage, l'irrigation, la distribution d'eau dans les villages, les cultures agricoles et maraîchères, etc.

MOTEURS HYDRAULIQUES

Si nous exceptons les machines à colonne d'eau et les béliers, les moteurs hydrauliques sont rarement employés pour actionner directement les pompes. Cependant l'énergie qu'ils recueillent, transformée et transportée aisément par les installations électriques, met en œuvre de nombreuses pompes. Aussi sommes-nous obligés d'en dire quelques mots.

Les moteurs hydrauliques sont des machines disposées pour recevoir l'action directe de l'eau possédant une énergie due à son poids et à sa vitesse.

Il y en a deux grandes catégories :

1° Les *roues*, qui sont des récepteurs à axe horizontal ne recevant l'eau que sur une partie de leur circonférence ;

2° Les *turbines*, qui ont leur axe vertical et reçoivent l'eau soit au centre, soit sur le pourtour extérieur de leur colonne mobile.

La *puissance disponible* d'un moteur hydraulique est fonction de son degré de perfection et de la puissance de la chute motrice. Cette dernière se calcule aisément par la formule :

$$Q = PH + \frac{Pv^2}{2g} \text{ (en kilogrammètres),}$$

dans laquelle :

P est le poids en kilogrammes du liquide écoulé par seconde ;
H, la différence de niveau entre les centres de gravité des sections des canaux d'amenée et de fuite ;
v, la vitesse du liquide dans le canal d'amenée ;
g, l'accélération de la pesanteur.

Si nous appelons :

T_u, la puissance disponible sur l'arbre du moteur ;
T_i, — absorbée par les forces intérieures ;
T_f, — — par les frottements ;
v_1, la vitesse dans le canal de fuite,

nous avons l'équation :

$$PH + \frac{Pv^2}{2g} = T_u + T_f + T_i + \frac{Pv_1^2}{2g},$$

de laquelle on tire l'expression de la puissance disponible du moteur :

$$T_u = PH + \frac{Pv^2}{2g} - T_f - T_i - \frac{Pv_1^2}{2g}.$$

On en déduit facilement que le travail utile T_u sera maximum quand les quantités T_f, T_i, $\frac{Pv_1^2}{2g}$ seront minima.

T_f ne peut se réduire que par une construction soignée et un entretien sérieux.

T_i provient surtout du choc de l'eau à son entrée dans le moteur et des remous qu'il faut essayer de diminuer par une disposition étudiée de la couronne mobile.

Enfin, le terme $\frac{Pv_1^2}{2g}$ est peu susceptible de diminution, attendu que sa seule variable v_1 doit toujours être au moins égale à la vitesse circonférencielle de la roue, afin de permettre l'évacuation de l'eau.

De ces deux dernières considérations se dégagent deux conditions théoriques trop absolues pour être entièrement observées, mais dont les constructeurs doivent

néanmoins se préoccuper : c'est que, *dans un moteur hydraulique, l'eau doit entrer sans choc et sortir sans vitesse.*

Le rendement d'un moteur se déduit de la formule de sa puissance. On a :

$$R = \frac{T_u}{PH + \frac{Pv^2}{2g}}.$$

Mais comme, généralement, la vitesse à l'amont est nulle, on a :

$$R = \frac{T_u}{PH}.$$

Roues hydrauliques. — Suivant le niveau du canal d'arrivée d'eau par rapport à l'axe des roues, on les distingue en trois catégories principales :

1° Roues en dessus ;

2° Roues de côté ;

3° Roues en dessous.

Roues en dessus. — La roue en dessus se compose de deux couronnes ou jantes en bois ou en métal, entre lesquelles sont fixées des aubes destinées à former, avec la paroi cylindrique intérieure appelée *fonçure*, des capacités étanches et ouvertes sur leur face extérieure nommées *augets*. Cet ensemble est réuni au moyeu par des bras en fonte, en bois, ou encore en tôle et cornières.

L'eau arrive par un canal nommé *coursier* au-dessus de la roue et un peu en avant de la verticale passant par l'axe ; elle emplit alors les augets supérieurs qui sont situés du côté du canal de fuite, et la roue se met à tourner. Les augets se vident au fur et à mesure qu'ils s'inclinent par suite du mouvement de rotation, et l'eau s'échappe dans le bief d'aval.

La vitesse de rotation varie évidemment avec celle de l'eau, les dimensions de la roue et le moment résistant créé par les machines à conduire. Dans une roue bien établie, la régulation s'obtient automatiquement dans certaines limites, par ce fait que les augets s'emplissent d'autant mieux que la roue tourne moins vite ; il s'ensuit alors une augmentation du moment moteur, quand l'augmentation de l'effort résistant a donné lieu à une réduction de vitesse. Inversement, si le moment résistant diminue, la roue s'emballe, les augets ne s'emplissent que partiellement, et la diminution d'effort moteur qui en résulte se traduit par une réduction de vitesse.

Sous l'influence de la force centrifuge, quand la vitesse à la circonférence est assez grande, l'eau contenue dans les augets se trouve projetée au dehors avant d'avoir atteint la partie la plus basse de la circonférence ; il y a alors mauvaise utilisation de la puissance motrice et diminution du rendement. On pare à cet inconvénient, auquel on a donné le nom de *déversement anticipé*, en plaçant en face de la partie inférieure du côté d'aval une enveloppe en bois ou tôle qui ne laisse que juste le passage de la roue et qui ne permet aux augets de se vider que lorsqu'ils ont atteint le niveau d'aval.

L'installation des roues en dessus varie suivant la nature des cours d'eau et la hauteur de chute.

Lorsque le débit du cours d'eau est assez grand, mais que, par contre, son

niveau est assez variable, on fait arriver l'eau dans un réservoir, et on la distribue à la roue par une vanne; cette disposition se nomme *roue à tête d'eau.*

Les *roues sans tête d'eau* sont celles dans lesquelles l'arrivée d'eau se fait par un déversoir à quelques centimètres au-dessus de la roue; cette installation exige un niveau d'amont bien régulier.

Le rendement des roues à tête d'eau varie de 0,60 à 0,80; celui des roues sans tête d'eau est d'environ 0,80.

Roues de coté. — L'axe de la roue se trouve un peu au-dessus du canal d'amenée. La roue de côté s'installe entre deux murs verticaux, nommés *bajoyers*, qui ne laissent qu'un jeu de quelques centimètres sur les côtés; le coursier épouse en dessous la forme de la roue jusqu'au niveau du fond du bief d'aval.

Les aubes de la roue sont fixées sur la surface cylindrique en dehors de la jante et ne forment pas d'augets; l'eau arrive sur elles en passant entre deux vannes réglables, permettant de faire varier le niveau et l'épaisseur de la lame d'eau entrante.

On installe ce genre de roue avec ou sans tête d'eau : les premières conviennent pour un niveau d'amont et une dépense très variable, et quand le travail à produire présente des irrégularités fréquentes et petites, parce qu'alors la roue, tournant assez vite, fait un peu office de volant. On les emploie généralement quand la puissance de la chute est largement suffisante pour l'effort résistant à vaincre, car leur diamètre est assez faible et leur coût d'installation se trouve par suite peu élevé; leur rendement est de 0,45 à 0,55.

Les roues sans tête d'eau conviennent dans le cas où, au contraire, le niveau d'amont et la résistance à vaincre sont peu variables. Leur rendement est d'environ 0,45 à 0,65 pour les hauteurs de chute inférieures à $1^m,50$ et de 0,70 à 0,75 pour des hauteurs de chute de $1^m,50$ à 3 mètres.

Roue Sagebien. — La caractéristique de cette roue consiste en ce que les aubes sont inclinées sur la circonférence extérieure de la roue, de manière que celle qui reçoit l'eau à la surface du canal d'amenée fasse avec l'horizontale un angle de 45°.

L'avantage de cette roue est de fournir un rendement de 0,80 à 0,90, tout en ayant des dimensions assez faibles par rapport au travail transmis.

Roues en dessous. — Ce sont les plus simples de toutes : elles reçoivent l'eau à leur partie inférieure par un orifice avec charge sur le sommet; elles ne sont donc pas foncées, car l'eau n'agit plus par son poids, mais rien que par sa vitesse.

Théoriquement, avec des aubes planes et radiales à la circonférence, leur rendement est de 0,50; en pratique, il descend à 0,25 environ.

Avec des aubes d'un tracé spécial dû à Poncelet, on obtient néanmoins jusqu'à 0,60.

Enfin, notons que, dans la plupart des cas, le mauvais rendement des roues est en général dû à la grande économie que l'on recherche avant tout dans leur construction et leur installation. Elles sont de moins en moins employées; mais cependant il y a quelques exemples de transport de force dans lesquels les roues sont les récepteurs d'énergie.

Turbines. — Une turbine se compose en général de deux organes principaux qui sont deux disques cloisonnés, l'un fixe, l'autre mobile, le premier servant à don-

ner aux filets liquides une direction et une vitesse convenables pour pousser le second et le faire tourner autour de l'axe sur lequel il est monté.

Les variétés de turbines sont très grandes, aussi les classifications en sont nombreuses. Dans son ouvrage intitulé *les Turbo-Machines*, M. Rateau en donne une dont la base est la forme de la trajectoire parcourue par les filets liquides. On a ainsi :

Les *turbines hélicoïdes*, dans lesquelles chaque molécule d'eau, restant à la même distance de l'axe vertical, décrit en tournant et en tombant une hélice. On les a encore appelées les *turbines parallèles;*

Les *turbines centrifuges*, dans lesquelles les filets liquides sont plus éloignés de l'axe à leur sortie qu'à leur entrée. Les couronnes sont alors au même niveau, mais la couronne mobile est extérieure à la couronne fixe;

Les *turbines centripètes*, qui sont construites à l'inverse des précédentes; le liquide entre par l'aubage fixe extérieur et sort par l'aubage mobile intérieur;

Les *turbines mixtes*, construites par les Américains et très employées maintenant, dans lesquelles les filets fluides se dirigent d'abord vers l'axe, puis lui deviennent parallèles à la sortie;

Les *turbines hélico-centripètes*, dans lesquelles la trajectoire décrite par les filets fluides est une courbe de même nature que l'hélice, mais tracée sur un tronc de cône dont la petite base est en bas.

Injection totale, injection partielle. — Suivant que l'eau arrive sur toutes les aubes du disque mobile en même temps ou non, on a les deux grandes catégories suivantes : turbines à injection totale, turbines à injection partielle.

C'est à cause de cette injection totale que l'on obtient avec ce genre de moteur des vitesses assez grandes, et qu'à puissance égale une turbine est beaucoup moins encombrante qu'une roue.

On a conservé l'injection partielle, qui lui fait perdre cet avantage, dans le cas de très hautes chutes; en effet, l'eau entrant avec une très grande vitesse dans le distributeur, la turbine prendrait une vitesse de rotation excessive dont ne peuvent généralement pas s'accommoder les machines à mettre en mouvement. On cite cependant l'installation, sous une chute de 108 mètres de hauteur, d'une turbine à injection totale de 55 centimètres de diamètre d'aubage, tournant à 2.300 tours par minute.

Turbines noyées et turbines à libre déviation. — Les hauteurs de chute nécessaires pour l'installation de ces moteurs hydrauliques sont très variables. On donne l'exemple d'une turbine de 10 kilogrammètres fonctionnant à Magneus, près Carcassonne, sous une chute de $0^m,12$, tandis que certains de ces moteurs utilisent des chutes de 500 et de 600 mètres.

Dans le but d'éviter les pertes de rendement qu'aurait pu occasionner la rotation du disque mobile dans l'eau, on installait primitivement les turbines au-dessus du niveau d'aval. Les appareils ainsi montés sont des *turbines à libre déviation.* Dans ce cas, on perd ainsi une fraction de la chute, qui est d'autant moins négligeable que la hauteur totale est plus faible. L'étude et l'expérience ont permis de réaliser des moteurs qui fonctionnent dans l'eau sans que leur rendement en soit beaucoup altéré. Ce sont les *turbines noyées*.

Pour éviter cette immersion, Girard avait imaginé de les envelopper d'une cloche étanche, dans laquelle on pompait de l'air pour maintenir le niveau de l'eau au-dessous du disque mobile. Malheureusement, l'addition d'une pompe compliquait l'installation, et la quantité de travail récupéré par cette augmentation artificielle de la hauteur utilisable n'était que faiblement supérieure à la quantité de travail dépensée. On ne perdait ainsi que peu de chose en laissant tourner la turbine dans l'eau d'aval. Aussi le procédé Girard ne s'est pas généralisé.

On a imaginé d'autres dispositions pour arriver au même résultat. Les turbines de Kœchlin sont placées dans un tube fermé à un niveau plus rapproché de celui du bief d'amont que de celui du bief d'aval. La perte de hauteur de chute n'est ainsi qu'apparente, car la colonne d'eau dans le tube de sortie provoque une aspiration, et la vitesse d'arrivée d'eau sur les aubes mobiles se trouve être la même que si l'appareil était placé au niveau du bief d'aval.

Néanmoins il est utile de ne pas perdre de vue que la différence de niveau entre la turbine et le bief d'aval ne doit pas atteindre, en théorie, plus de 10^{m},33 et, en pratique, plus de 6 à 7 mètres pour éviter les rentrées d'air.

Dans le même ordre d'idées, toujours pour utiliser les turbines à libre déviation sans perdre de la hauteur de chute, MM. Brenier et Neyret, de Grenoble, ont imaginé un type d'appareil qu'on installe à la partie supérieure d'un tube barométrique.

Il y a, dans ce cas, à craindre le désamorçage du siphon formé par l'ensemble du canal d'amenée et du canal de sortie, et il est nécessaire de pouvoir parer à cet inconvénient par l'installation d'une pompe à air pour faire le vide à nouveau ou par celle d'une pompe à eau pour provoquer le réamorçage par un remplissage complet.

TURBINES A RÉACTION. — TURBINES SANS RÉACTION. — Cette distinction a une grande importance. M. Rateau, dans son ouvrage déjà cité, l'établit ainsi :

« L'énergie totale que la chute cède à la turbine se transmet toujours par le moyen de la vitesse relative du fluide dans les canaux mobiles combinée avec la courbure de ces canaux. Grâce à cette vitesse, la pression du fluide sur la face concave de chaque canal est plus grande que sur la face convexe, et ainsi se produit « l'impulsion » sur la roue; mais il n'est pas nécessaire, pour cela, que toute l'énergie disponible dans la chute se trouve à l'état cinétique, c'est-à-dire à l'état de vitesse, lorsque le fluide arrive à la roue mobile. Si cela a lieu, si, en d'autres termes, la vitesse absolue v_0 avec laquelle le fluide entre dans la roue est égale à $\sqrt{2gH}$, H désignant la hauteur nette de chute ou du moins peu différente, la différence provenant des pertes de charge dans les tuyaux de conduite et dans le distributeur, on dit alors que la turbine est sans réaction, ou encore que c'est une *turbine d'impulsion*.

« Si p_0 est la pression à l'entrée de la roue mobile, p_1 la pression à la sortie de cette roue, la caractéristique des turbines sans réaction est :

$$p_0 = p_1.$$

« Si, au contraire,

$$p_0 > p_1,$$

on dit que la turbine fonctionne avec réaction. La vitesse absolue v_0, à l'entrée de la roue, est alors plus petite que $\sqrt{2gH}$, et une partie seulement de l'énergie de la chute se trouve à l'état d'énergie cinétique résultant de cette vitesse. Le reste est encore sous forme d'énergie potentielle de pression qui se transformera progressivement en

énergie cinétique de vitesse aussitôt absorbée par la roue, à mesure que le fluide avancera vers la sortie des canaux mobiles. »

Régularisation des turbines. — Les causes des variations de vitesse des turbines sont dues : 1° aux variations de régime des cours d'eau ; 2° aux variations de l'effort résistant. Leurs grandes dissemblances, quant à leur intensité et à la rapidité avec laquelle elles se produisent, font que les dispositifs qu'on emploie pour les éviter sont très différents.

Pour remédier aux variations de régime, le procédé le plus simple consiste dans l'emploi d'un vannage sur le canal d'amenée; mais, pour les variations brusques et momentanées dues aux changements de l'effort moteur, on a dû chercher des dispositifs dont le fonctionnement soit automatique et d'autant plus rapide et plus certain que les machines à conduire s'accommodent mal des variations de vitesse.

Ces conditions, difficiles à réaliser, ont donné lieu à de nombreuses recherches, desquelles ont découlé des appareils de conceptions très variées.

Le plus fréquemment employé est basé, comme les régulateurs de machines à vapeur, sur l'action de la force centrifuge ; la seule différence consiste en ce que, au lieu que le régulateur agisse directement sur le mécanisme d'obturation du canal d'amenée du fluide, il commande un embrayage permettant de faire agir la turbine elle-même sur son vannage. Ce dernier s'effectue généralement par de petites vannes placées devant chacun des canaux de l'aubage fixe.

Rendement des turbines. — Les pertes d'énergie qui se produisent dans le fonctionnement des turbines sont de même nature que celles qui ont lieu dans les roues. Les frottements sur l'axe et le pivot, les chocs à l'entrée, les remous, la sortie de l'eau avec une certaine vitesse sont les causes communes de diminution du rendement ; dans les turbines, il faut ajouter les pertes dues au frottement de l'eau dans l'aubage fixe et l'échappement de l'eau dans l'espace compris entre les deux aubages.

D'après M. Rateau, l'évaluation de ces pertes serait donnée par le tableau suivant :

	Turbines à réaction, axiales ou centripètes.	Turbines d'impulsion.
Pertes au distributeur.	3 0/0	4 0/0
Perte dans la roue mobile	5	7
Vitesse restante à la sortie de la roue. . .	5	7
Fuite au joint.	4	0
Frottement d'axe et sur le fluide ambiant.	3	2
Rendement net.	80 0/0	80 0/0

Ces chiffres s'entendent en marche normale et pour des turbines bien construites et bien installées; il arrive fréquemment qu'en pratique on obtienne des rendements variant de 0,65 à 0,75.

V

MOTEURS THERMIQUES

L'étude des moteurs thermiques est aussi longue que laborieuse ; sa place n'est pas marquée dans cet ouvrage ; cependant, étant donnés leurs variétés, leur grand nombre et la multitude des exemples de leur application à la commande des pompes, il nous est impossible de ne pas en dire quelques mots. S'il est, en effet, universellement reconnu que tous les moteurs thermiques sont, en général, propres à la conduite des pompes, il est également vrai qu'il y a nécessité, dans l'élaboration d'un projet d'élévation d'eau, de faire un choix judicieux du moteur à adopter. Ce que nous en dirons ne saurait suppléer à l'étude minutieuse qu'il en faudrait faire pour pouvoir fixer, dans le cas de grandes installations, le type le plus convenable ; mais cela permettra de mieux comprendre, dans les descriptions que nous donnerons, les raisons qui ont motivé le choix de tel ou tel genre de moteur.

Nous insisterons un peu sur l'étude thermodynamique de ces moteurs, car elle est absolument indispensable au calcul de leur rendement, et, par suite, de celui de l'ensemble de l'installation ; nous examinerons ensuite rapidement les moteurs à vapeur, à gaz et à pétrole.

On sait que, à toute quantité de travail absorbé correspond le dégagement d'une quantité de chaleur proportionnelle au travail absorbé et indépendante du phénomène considéré, et que, réciproquement, à toute production de travail correspond la disparition d'une certaine quantité de chaleur également proportionnelle au travail produit et indépendante du phénomène considéré.

Ce rapport constant est l'*équivalent mécanique de la chaleur* = 425, c'est-à-dire que 425 kilogrammètres sont fournis par 1 calorie transformée tout entière en travail ; $\frac{1}{425}$ équivalent calorique du travail est la fraction de calorie qu'il faut transformer en travail pour avoir 1 kilogrammètre.

Les machines thermiques sont celles qui ont pour but de réaliser la transformation de l'énergie calorique en énergie mécanique.

Dans toute machine de ce genre, on emprunte à une source une certaine quantité de chaleur Q, à l'aide d'un fluide intermédiaire qui est l'agent de transformation ; celui-ci passe alors par une série d'états qui se reproduisent successivement, toujours dans le même ordre, en suivant ce que l'on appelle un *cycle fermé* ; de cette manière, le fluide repasse forcément par son état initial. Dans l'intervalle, une partie de chaleur a été transformée en travail, une autre a été abandonnée. Soit q cette dernière. La quantité transformée en travail est donc :

$$Q - q.$$

Verdet a appelé *coefficient économique* le rapport ρ de la quantité de chaleur transformée en travail à la quantité de chaleur mise en jeu :

$$\rho = \frac{Q - q}{Q}.$$

Or Carnot a démontré que le rapport des quantités de chaleur reçues et cédées dépend uniquement des températures des sources, quand on opère à température constante ; on a donc :

$$\frac{Q}{q} = \frac{T}{t},$$

d'où :

$$\rho = 1 - \frac{t}{T}.$$

Le coefficient économique de Verdet est maximum quand $q = 0$; la logique nous fait comprendre l'impossibilité de rendre q nul ; on ne peut, en effet, réaliser un cycle dans lequel on puisse passer d'une température donnée à une température absolue nulle, laquelle correspond à — 273° C. Il est seulement permis de chercher à la diminuer le plus possible.

Voyons maintenant les phénomènes qui se produisent le long d'un cycle. Prenons celui de Carnot, et représentons la série des transformations que subit le fluide moteur par une courbe rapportée à deux axes rectangulaires, en portant les volumes en abscisses et les pressions en ordonnées.

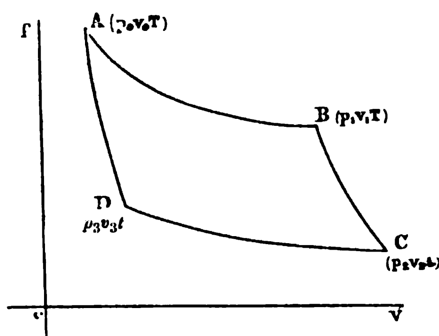


Fig. 4.

En A (*fig.* 4), admettons que la masse gazeuse est à la pression p_0, qu'elle occupe le volume v_0 à la température T.

De A en B, on admet qu'une source infinie de chaleur cède à la masse une quantité Q qui entretient sa température T pendant la détente. Cette détente, s'effectuant à température constante, suit la loi de Mariotte :

$$pv = C^{te},$$

et l'état en B est donné par p_1v_1T.

La transformation de A en B est dite *isotherme*, et la quantité de chaleur fournie est donnée par la formule :

$$Q = ART \log \text{nep} \frac{v_1}{v_0},$$

dans laquelle on a :

$A = \frac{1}{425}$, équivalent calorifique du travail,

$R = \frac{\text{Chaleur spécifique à pression constante — Chaleur spécifique à volume constant}}{A}$;

quantité constante pour chaque gaz ;

T = température absolue (273 + température exprimée en degrés centigrades).

De B en C, le fluide, ne recevant ni ne cédant de chaleur, se détend et sa tem-

pérature descend à t. Son nouvel état est caractérisé par p_2v_2t, et la courbe BC a pour équation :

$$\left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{\gamma-1} = \frac{T}{t},$$

dans laquelle :

$$\gamma = \frac{C}{c} = \frac{\text{chaleur spécifique à pression constante}}{\text{chaleur spécifique à volume constant}} = 1,4,$$

Cette transformation de B en C est dite *adiabatique*.

De C en D, on opère une seconde transformation isotherme en comprimant la masse gazeuse, et en absorbant, à l'aide d'une source froide, la quantité q de chaleur qui se dégage. L'état en D est caractérisé par p_3v_3t, et la quantité de chaleur absorbée est :

$$q = \text{AR}t \log \text{nep} \frac{v_2}{v_3}.$$

Enfin, de D en A, il y a compression adiabatique, et la chaleur dégagée sert à élever la température du fluide et à la ramener à l'état initial p_0v_0T. La courbe DA est donnée par la relation :

$$\left(\frac{v_3}{v_0}\right)^{\gamma-1} = \frac{T}{t}.$$

Comme on le voit, c'est parce qu'on veut que CD soit isotherme qu'on doit volontairement refroidir.

On démontre que : *entre deux températures données, le cycle de Carnot est celui qui donne le rendement maximum.*

D'autres cycles peuvent donner des rendements égaux, s'ils satisfont aux deux conditions suivantes :

1° Que les échanges de chaleur aient lieu entre des sources à température constante ;

2° Que les deux opérations par lesquelles s'effectue le passage d'une source à l'autre soient telles que la chaleur fournie par l'une suffise à l'accomplissement de l'autre.

Il faut donc que le cycle comprenne deux courbes isothermes et deux courbes adiabatiques ; ce sont des courbes d'égale transmission, et elles sont telles que, l'une étant fixée, la seconde s'en déduit par la condition (2°) ci-dessus.

Pour ces cycles comme pour celui de Carnot, on a toujours :

$$\rho = 1 - \frac{t}{T}.$$

Les deux plus connus sont ceux de Stirling et d'Ericson. Pour le premier (*fig.* 5), les quatre phases sont les suivantes :

AB, détente isothermique (T) ;
BC, refroidissement à volume constant (t) ;
CD, compression isothermique (t) ;
DA, réchauffement à volume constant (T) ;

Pour le second (*fig.* 6), on a:

AB, détente isothermique (T);
BC, refroidissement à pression constante (t);
CD, compression isothermique (t);
DA, réchauffement à pression constante (T).

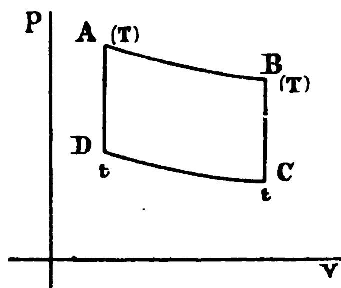


FIG. 5.

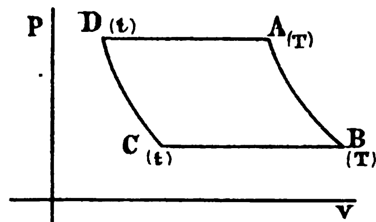


FIG. 6.

Jusqu'ici la représentation graphique que nous avons donnée des cycles thermiques ne fait entrer en ligne que deux éléments: les *pressions* et les *volumes*. Depuis longtemps déjà, on a préconisé un autre système de représentation qui montre du premier coup d'œil comment varient les quantités de chaleur mises en jeu pendant la marche du moteur. Ce procédé, combiné avec celui dont nous venons de parler, permet en effet d'établir, étant donné le principe d'équivalence thermodynamique, les conditions de marche et le régime du moteur.

Si l'on part de la relation:

$$\frac{Q}{q} = \frac{T}{t},$$

on voit que l'on peut l'écrire:

$$\frac{Q}{T} = \frac{q}{t}.$$

Donc, lorsqu'un fluide change d'états en suivant un cycle réversible, les quantités de chaleur reçues et cédées sont proportionnelles, quel que soit le fluide, aux températures absolues des sources.

La relation ci-dessus peut s'écrire:

$$\frac{Q}{T} - \frac{q}{t} = 0$$

ou:

$$\int \frac{dQ}{t} = 0.$$

Il existe donc une fonction des quantités de chaleur et des températures dont $\frac{dQ}{t}$ est la différentielle, et qui possède une valeur pour chacun des états du corps. C'est l'*entropie*.

L'état d'un corps sera donc défini par :

$$p,\ v,\ t,\ \text{et l'entropie } S.$$

L'entropie étant connue ou arbitrairement fixée pour un état initial du corps, on la pourra établir pour tous les autres en tenant compte des transformations subies : en effet, pour une transformation d'abord adiabatique ($dQ = 0$), puis isotherme ($t = C^{te}$), si la quantité de chaleur absorbée est Q_1 à la température t_1, la variation d'entropie sera $\frac{Q_1}{t_1}$.

Reste à fixer l'état initial. Pour l'eau, on admet que l'entropie est nulle pour l'eau liquide à 0° et à la pression de 63 kilogrammes par centimètre carré (pression de la vapeur saturée à 0°).

On conçoit donc l'intérêt que présentent les diagrammes entropiques.

Portons en abscisses (*fig.* 7) les valeurs de l'entropie S et en ordonnées les températures :

$$aa' = \frac{dQ}{t} \text{ à la température } t,$$

$$Aa = t;$$

donc

$$\text{Aire } AaA'a' = \frac{dQ}{t} = t = dQ.$$

L'aire du diagramme entropique mesure donc la quantité de chaleur reçue par le corps.

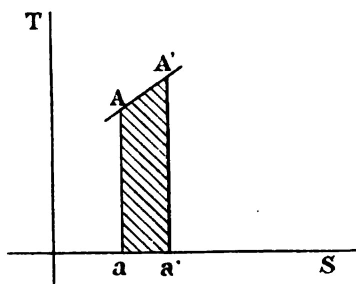


Fig. 7.

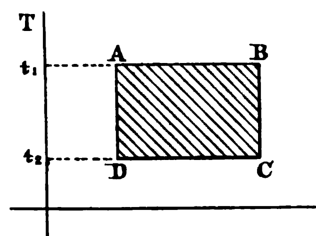


Fig. 8.

La figure 8 montre le diagramme entropique du cycle de Carnot.

AB, transformation isotherme,

BC — adiabatique,

Aire ABCD = quantité de chaleur transformée en travail.

Les diagrammes entropiques sont aussi d'un grand intérêt pour représenter les échanges de chaleur entre la vapeur et les parois du moteur, ainsi que l'amélioration du rendement par les enveloppes.

Les fluides employés comme agents de transformation sont maintenant assez nombreux ; ce sont :

La vapeur d'eau ;

L'air;

Le gaz d'éclairage et, généralement, tous les hydrocarbures seuls ou mélangés d'air;

et plus rarement :

L'acide carbonique, l'ammoniaque, l'acide sulfureux, l'éther.

Quel qu'il soit, l'agent moteur opère sur un organe mobile qui se déplace dans une capacité contre laquelle l'organe mobile fait joint (piston et cylindre).

La chaleur mise en jeu est due à un combustible, comme dans le cas de la machine à vapeur, ou à l'agent moteur lui-même, comme dans le cas des moteurs à gaz.

Dans le premier cas, il est nécessaire d'avoir un appareil auxiliaire, la chaudière, et de le mettre à temps voulu en communication avec le cylindre dans lequel doit évoluer la vapeur. Dans le second cas, la combustion lente ou instantanée de l'agent moteur fournit la chaleur à transformer en travail.

Pour les deux systèmes de machines, la source froide peut être l'atmosphère; dans les machines à vapeur, c'est souvent dans un second appareil auxiliaire nommé condenseur que s'opère le refroidissement nécessaire à la deuxième transformation isothermique du cycle de Carnot.

Appliquons les données de la thermodynamique à la machine à vapeur :

La température T de la vapeur d'eau utilisée dépasse rarement 200° C., soit 473° absolus, ce qui correspond à une pression de plus de 15 kilogrammes par centimètre carré; on la limite même souvent à 180° C., soit 453° absolus, correspondant à 10 kilogrammes par centimètre carré de pression.

La température t, même lorsqu'on utilise un bon condenseur, descend rarement en dessous de 25° C., soit 298° absolus, et, sans condenseur, elle est de 100° C., ou 373° absolus à la pression atmosphérique.

Les différentes valeurs du rendement thermique sont donc :

$$\rho = \frac{T - t}{T} = \frac{473 - 298}{473} = 0{,}37$$

pour les écarts extrêmes de température.

Entre 180° et 25° :

$$\rho = 0{,}28,$$

et sans condenseur :

$$\rho = 0{,}16.$$

Voici un tableau qui donne les diverses valeurs de ρ pour certaines valeurs de T et t (températures absolues) :

Température C.	Source chaude T.	Source froide t.	Rendement maximum ρ.
100°	373	273	0,268
200°	473	273	0,423
300°	573	273	0,522
400°	673	273	0,594
500°	773	273	0,647
600°	873	273	0,688
700°	973	273	0,720
800°	1073	273	0,746

Ce sont là des écarts de température qu'on ne peut atteindre en pratique, car aucun moteur ne fonctionne avec une source froide à 0°. Le dernier rendement de 0,746 qui suppose cette donnée et une source chaude de 800°, qui est atteinte avec les moteurs à explosion, tombe à 0,458 si la source froide est à 200°.

Dans la pratique, il y a avantage à faire évoluer le gaz entre des températures moins élevées, car elles sont moins préjudiciables au moteur dans lequel s'opère l'évolution. Le seul point à chercher est donc le moyen de diminuer t autant que possible.

Voici d'ailleurs l'opinion de M. Witz à ce sujet :

La température de 673° absolus (400° C.) ne peut en aucun cas être dépassée, car elle est voisine du rouge ; cette impossibilité provient de la nature même de la paroi, qui est nécessairement métallique. On ne pourra donc jamais obtenir le rendement de 60 0/0. Cet arrêt de la théorie est sans appel.

Les exigences du graissage, la décomposition des graisses à 573° (300° C.) limitent encore plus le rendement maximum à 52 0/0.

On a cherché à obtenir momentanément des températures très supérieures ; mais alors il faut refroidir énergiquement, et, comme le refroidissement ne peut être ni instantané, ni convenablement réglé, on perd beaucoup de chaleur de T à t, et on ne se trouve plus dans les conditions du cycle.

Aussi en reste-t-on toujours à la machine à vapeur, bien que l'eau soit le moins volatil des fluides utilisables dans les machines thermiques et que, par conséquent, sa chaleur totale de vaporisation soit très grande.

Sa force élastique est néanmoins de 10 atmosphères à 450° absolus, on peut atteindre environ 490° par la surchauffe ; dans ces conditions, le coefficient ρ est de 40 0/0 (maximum), c'est-à-dire inférieur de 12 0/0 au coefficient ρ des machines à gaz.

Il résulte donc de toutes ces considérations que, pour la réalisation d'un cycle thermique à bon rendement, il faudrait trouver un liquide bon marché, stable, non corrosif, ayant, à 673° absolus, une tension modérée.

Telle est la théorie des machines thermiques.

En pratique, le cycle de Carnot est irréalisable, car, pour obtenir une détente à température constante, il faudrait une enceinte parfaitement conductrice, et, pour obtenir une détente adiabatique, il faudrait une enceinte dénuée de conductibilité. Or c'est la même enceinte qui sert dans les deux cas.

D'ailleurs le changement d'état adiabatique est irréalisable en soi, l'action d'une paroi étant, d'après M. Witz, considérable, même au cas où le phénomène ne durerait que $\frac{1}{500^e}$ de seconde.

Le changement d'état isothermique est plus facile à réaliser, et, dans les machines à vapeur bien étudiées et munies d'enveloppes, on peut l'appliquer sensiblement.

Dès lors il faut, ayant vu le rendement maximum ρ obtensible théoriquement, voir quel rendement pratique ρ' on obtient.

On appelle degré de perfection d'une machine le quotient $\frac{\rho'}{\rho}$.

Exemple. — 1° Soit une machine à vapeur à condensation (6 atmosphères à la

chaudière et $\frac{1}{10}$ d'atmosphère de contre-pression au condenseur) fonctionnant entre 159° et 46° (c'est-à-dire 432 et 319 absolus).

Le rendement du cycle est $\rho = 0,26$. On trouve, par exemple, que le rendement réel est $\rho' = 0,17$. Le degré de perfection est $\frac{17}{26} = 0,65$.

2° Soit une machine à air chaud (Ericson par exemple) fonctionnant entre 523 et 323 absolus. On a :

$$\rho = 0,38,$$

et on trouve :

$$\rho' = 0,22.$$

Le degré de perfection est :

$$\frac{\rho'}{\rho} = \frac{22}{38} = 0,58.$$

La conséquence qui se dégage de ces chiffres, qui sont des moyennes, c'est que, si la machine à vapeur est plus parfaite, l'autre est plus perfectible.

En résumé, les moteurs à gaz sont susceptibles d'un rendement plus grand que les machines à vapeur ; mais jusqu'ici ils sont moins parfaits qu'eux, et n'utilisent qu'une partie du rendement dont ils devraient être capables.

MACHINES A VAPEUR

On peut diviser les machines à vapeur en deux grandes classes au point de vue cinématique :

1° Les machines à piston animé d'un mouvement alternatif ; ces machines sont toutes des machines à pression, c'est-à-dire utilisant la pression et l'expansion de la vapeur ; elles sont à simple ou à double effet, suivant que la vapeur agit alternativement sur chacune des faces du piston ou qu'elle n'agit que sur l'une des faces ;

2° Les machines directement rotatives, qui, suivant les cas, sont des machines à pression ou à puissance vive.

Machines à piston. — Si T_p est le travail recueilli sur le piston, une partie T_f de ce travail est absorbée par les frottements des organes intermédiaires entre le piston et l'arbre ou l'outil que la machine fait mouvoir ; de telle sorte que le travail utile T_u, qui intéresse directement l'industriel, est :

$$T_u = T_p - T_f.$$

Il faut donc : 1° que le travail T_p soit obtenu dans les conditions les plus économiques, au point de vue de la quantité de chaleur dépensée ; 2° que T_f soit réduit au minimum par les combinaisons cinématiques les plus propres à réduire les frottements, — afin de retirer d'un poids de vapeur donné le maximum possible de travail utile T_u.

Malgré la commodité de l'unité « Poncelet », on continue à exprimer la puis-

sance d'une machine à vapeur en chevaux-vapeur de 75 kilogrammètres par seconde.

Le travail fourni par une machine à vapeur est fonction des trois éléments suivants :

Pression de la vapeur d'admission ;

Volume de vapeur fourni au cylindre sous cette pression;

Vitesse moyenne du piston (ou nombre de tours de la machine par minute).

En faisant varier l'un quelconque de ces trois éléments dans les limites que comporte la machine, on fera varier sa puissance.

En maintenant constants le nombre de tours et la durée de l'admission, et en faisant varier seulement la pression de la vapeur admise au cylindre, la variation de la puissance de la machine s'obtiendra en dépensant le même volume de vapeur sous des pressions différentes. Il faudra donc, soit faire varier la pression de la vapeur dans la chaudière, ce qui est peu réalisable en pratique, soit, en partant de la pression de chaudière correspondant au maximum de la puissance de la machine, produire avant l'admission à la boîte de distribution une chute de pression par la fermeture partielle d'une valve. Ce moyen est mauvais au point de vue économique.

Il convient donc mieux de maintenir constante la pression de la vapeur, et comme, dans la plupart des cas, la vitesse doit rester constante ou ne varier que très peu, il faut recourir à la variation du volume de vapeur admis au cylindre, c'est-à-dire à la variation du rapport de détente, en augmentant ou diminuant la durée de l'admission. La machine est, dans ce but, pourvue d'un modérateur de vitesse ou régulateur qui agit automatiquement sur l'appareil de distribution.

Lorsque les outils mis en œuvre par la machine à vapeur sont, par leur nature même, aptes à fournir un travail mécanique proportionnel à leur vitesse, et lorsqu'il y a lieu de mettre à profit cette faculté, comme dans le cas d'une pompe à piston établie pour élever un volume d'eau variable avec les besoins d'un service donné, il sera nécessaire de faire varier la vitesse de la machine à vapeur ; c'est encore sur la durée de l'admission qu'il faudra agir de préférence, soit à la main, soit par un appareil automatique, pour obtenir cette variation de vitesse.

Les machines à piston comprennent :

Les machines horizontales ;

Les machines inclinées ;

Les machines verticales (cylindre au-dessous de l'arbre moteur) ;

Les machines pilon (cylindre en dessus de l'arbre moteur).

Suivant le nombre de cylindres, on a, dans chacune de ces catégories, les machines monocylindriques, dans lesquelles la vapeur, après avoir agi sur un seul piston dans un seul cylindre, se rend à l'atmosphère ou au condenseur, et les machines polycylindriques ou à expansion multiple.

Les machines monocylindriques présentent les inconvénients suivants :

1° Nécessité pour toutes les pièces de pouvoir résister à l'effort moteur maximum, alors que l'effort moyen est beaucoup moins élevé ;

2° Irrégularité de cet effort moteur qui nécessite un lourd volant;

3° Rôle perturbateur considérable des espaces morts qui empêchent des détentes prolongées ;

4° Fuites des tiroirs et des garnitures de piston d'autant plus importantes que

la différence des pressions régnant sur les faces opposées de ces organes est plus grande.

Les machines compound obvient à ces inconvénients en grande partie. Leur principe consiste à admettre la vapeur dans un premier cylindre, puis à terminer la détente dans un autre cylindre de dimensions, plus grandes que le premier; on peut obtenir ainsi, en faisant varier le volume du second cylindre, des détentes aussi considérables que l'on veut en conservant des organes de distribution simples. Le petit cylindre n'étant plus en communication immédiate avec le condenseur ou l'atmosphère, les condensations y sont moindres; les fuites du petit cylindre passent au grand, où elles produisent encore du travail; enfin, les efforts extrêmes ont une différence moindre; les forces d'inertie ont donc moins d'influence, et la régularité de marche est plus grande.

Les machines du genre compound comprennent :

Les machines Woolf proprement dites ;

Les machines à réservoir intermédiaire, dites compound;

Les machines à expansion multiple.

Dans les machines à réservoir intermédiaire, la vapeur contenue dans le petit cylindre ne passe plus directement au grand cylindre, mais est reçue dans une capacité dans laquelle le grand cylindre s'alimente de la même façon que le petit s'alimente à la chaudière.

Enfin, les perfectionnements apportés aux chaudières à vapeur ont permis d'atteindre des pressions de 12, 14 et 15 kilogrammes par centimètre carré. Dans les machines à expansion multiple, la détente de la vapeur se fait en trois et même en quatre cascades distinctes à travers des cylindres de diamètres croissants, et son utilisation est ainsi meilleure; mais le degré de perfection diminue.

La pratique semble avoir fixé ainsi qu'il suit les pressions maxima correspondantes à chaque genre de machines :

Machines monocylindriques.	jusqu'à	7^k,500
— compound ordinaires.	—	8^k,500
— à triple expansion	—	10^k,000
— à quadruple expansion. . . .	—	15^k,000

Toutefois la marche de la machine compound ordinaire est encore économique avec une pression de 10 kilogrammes à la chaudière.

Nous donnons ci-après un tableau fournissant des résultats de marche importants à considérer pour les principaux types de machines à vapeur à piston :

Dans ce tableau, le rendement $= \frac{\textit{puissance effective}}{\textit{puissance indiquée}}$ peut être déduit du rapport : $\frac{\textit{consommation par cheval indiqué}}{\textit{consommation par cheval effectif}}$.

Les chiffres importants à considérer dans ce tableau sont évidemment les consommations de vapeur, puisque c'est la production de vapeur que paie l'industriel; on voit qu'elle diminue par l'emploi de l'enveloppe et du condenseur.

Ainsi, en nous reportant aux nombres donnés pour les machines Corliss sans enveloppe et sans condensation, on voit que la consommation est de 12^{kg},1 par cheval indiqué, et que l'adjonction d'une enveloppe l'abaisse à 9^{kg},9, c'est-à-dire de 18 0/0;

TYPES DE MACHINES	PRESSION ABSOLUE À LA CHAUDIÈRE en kilogrammes par centimètre carré	PUISSANCE INDIQUÉE EN CHEVAUX	NOMBRE DE TOURS PAR MINUTE	COURSE DU PISTON	DIAMÈTRE DU CYLINDRE H. P.	DIAMÈTRE DU CYLINDRE M. P.	DIAMÈTRE DU CYLINDRE B. P.	DEGRÉ D'ADMISSION	DEGRÉ DE DÉTENTE	CONSOMMATION Par CHEVAL-HEURE indiqué	CONSOMMATION Par CHEVAL-HEURE effectif	OBSERVATIONS
										kil.	kil.	
Machines monocylindriques à balancier fonctionnant avec de la vapeur saturée, sans enveloppe, avec condenseur	5	108	30					$\frac{1}{7}$		8,9		
Machines monocylindriques à balancier fonctionnant avec de la vapeur sursaturée sans enveloppe, avec condenseur	5	113	29					$\frac{1}{7}$		7,1		
Machines monocylindriques à balancier fonctionnant avec de la vapeur saturée avec enveloppe et condenseur	4,2	122	20	1.829	686			$\frac{1}{3}$		9,6		La détente était insuffisante et 9k,6 est trop fort.
Machine Wolf à balancier fonctionnant avec de la vapeur saturée, avec enveloppe et condenseur 1er type	5,2	268	25	1.200 et 2.000	550		1200		7,5	8,9		
Machine Wolf à balancier fonctionnant avec de la vapeur saturée, avec enveloppe et condenseur 2e type	5,5	135	28	1.397 / 1.981	559		940	$\frac{1}{4}$	16,5	7,1		
Machine compound à balancier fonctionnant avec de la vapeur saturée, avec enveloppe et condenseur	5,3	130	24	1.676	553		914	$\frac{1}{4,7}$	13,6	6,8		
Machine monocylindrique Corliss, vapeur saturée, enveloppe et condenseur (vide = 690 millimètres de mercure)	7,75	169	59	1.100	550			7,5 0/0 de la course		7,6	9,5	
Machine semblable à pression plus faible	6,2	153	60	1.100	550			9 0/0		7,75	10	
— — sans condenseur et sans enveloppe	7,75	184	62	1.100	550			16,5 0/0		12,1	13,8	
— — — — à pression plus faible	5,5	163	61	1.100	550			22,5 0/0		11,5	13,1	
Machine semblable sans condenseur avec enveloppe	7,75	190	62	1.100	550			15 0/0		9,9	11,4	
— — — — à pression plus faible	5,50	176	61	1.100	550			23 0/0		10,0	11,3	
Machine compound Wehyer et Richemond à condensation et enveloppe à circulation de vapeur	6,5	79	88,5	480	284		480			7,6	8,8	
Machine compound à grande vitesse à condensation et enveloppe à circulation de vapeur	7 à 8	76	300	255	240		360			9,6	10,7	De ces chiffres résulte ceci : que la condensation influe beaucoup plus que l'enveloppe sur la consommation de vapeur.
Machine compound à grande vitesse à condensation et enveloppe sans circulation de vapeur	7 à 8	76	300	255	240		360			10,1	11,3	
Machine compound à grande vitesse sans condensation, à enveloppe à circulation de vapeur	7 à 8	76	300	255	240		360			11,4	12,7	
Machine compound à grande vitesse sans condensation, sans enveloppe	7 à 8	76	300	255	240		360			11,7	13,1	
Machine à triple expansion, à enveloppe, à circulation de vapeur, à condensation (Augsbourg)	10,5	210	70	1.000	282	451	701	27 0/0 *		5,7		* Au premier cylindre.
Machine à triple expansion type Pilon à enveloppe	9,5	580	20,5	1.523	712	1220	1880			5,3		
Machine Schmidt à vapeur surchauffée, compound à condensation	11,1 à l'admission	74	117	500	310		690			4,5	5,5	Température de la vapeur à l'entrée de la machine, 344°. Surchauffe = 154°. Dépense de combustible, 0k,704 par cheval-heure effectif.

si l'on ajoute un condenseur, on arrive à $7^{kg},6$ (cas de la compound Weyher et Richemond); le gain est alors de 23 0/0 sur la consommation précédente et de 37 0/0 au total.

Si l'on effectue ces mêmes calculs en partant des consommations par cheval effectif, les différences ne sont pas si accusées; cela tient à ce que le rendement mécanique de la machine se trouve un peu diminué par l'adjonction du condenseur. Dans le premier cas, il est en effet de 86 0/0; dans le second (addition d'enveloppe), il est aussi de 86 0/0; mais, dans le troisième, il descend à 78 0/0. L'inconvénient qui en résulte, c'est d'exiger des machines de plus grandes dimensions pour un même travail à fournir; il y a donc lieu de rechercher jusqu'à quel point on doit pousser la condensation.

C'est d'après de nombreuses séries d'expériences, dans lesquelles on a noté les principaux éléments que nous venons d'indiquer pour quelques types, qu'on a tiré les conclusions suivantes très importantes :

1° Dans une machine monocylindrique à condensation, la pression de marche la plus avantageuse semble être de 7 à 8 kilogrammes par centimètre carré; au-dessus de 8 kilogrammes, le refroidissement par les parois du cylindre est trop intense et augmente la consommation de vapeur.

Dans les machines sans condensation, il y a intérêt, pour contre-balancer l'influence des espaces morts, à marcher à une pression de 11 à 12 kilogrammes.

Dans les machines à expansion multiple, on doit se limiter à 13 kilogrammes pour éviter une trop grande fatigue des chaudières et des tuyauteries; il y a dans ce cas avantage à se servir d'un condenseur, sans essayer de refroidir au-dessous de 40°;

2° Pour les machines monocylindriques, le meilleur rapport de détente paraît être de 5 à 6 (c'est-à-dire que la pression à fin de détente soit égale à $\frac{1}{5}$ ou $\frac{1}{6}$ de la pression initiale). Ce chiffre conduit d'ailleurs à une détente à peu près complète pour une machine à moyenne pression sans condenseur.

Pour une machine à condensation, la détente est toujours incomplète, et on n'a pas intérêt à l'éviter, à cause des pertes par condensations intérieures et refroidissement extérieur.

Pour une machine à multiple expansion, il semble que le rapport de détente puisse être un peu augmenté;

3° Le rapport du volume final de vapeur au volume initial pénétrant dans le petit cylindre est de 8 à 10 pour les compound et de 12 à 15 pour les machines à triple expansion;

4° Les enveloppes de vapeur, bonnes pour les machines de petite ou de moyenne taille, deviennent moins intéressantes quand les dimensions des cylindres augmentent; en tenant compte de tous les éléments, on trouve quelquefois avantage à les supprimer pour les grandes machines, à multiple expansion, par exemple;

5° Les meilleures machines semblent donc être les types Corliss, dans lesquels le nombre des cylindres est aussi réduit que possible; la course est longue par rapport au diamètre, les fonds et les pistons sont plats, et la distribution est effectuée par des obturateurs rapides placés dans les fonds. Une corliss monocylindrique à moyenne pression travaille aussi économiquement qu'une compound à tiroir à haute pression.

Machines rotatives. — Les machines rotatives, ou turbines à vapeur, peuvent se classer en deux catégories : celles dites à action, qui n'ont recours qu'à la force vive de la vapeur détendue préalablement, et celles à réaction, qui emploient la vapeur sous pression.

La turbine à vapeur de Laval est un exemple de turbine à action. Elle utilise la force vive seule de la vapeur. La vapeur arrive entièrement détendue sur les aubes de la roue réceptrice ; cette détente s'effectue dans le trajet de la valve d'introduction à l'orifice du tube distributeur de vapeur. Dans ce trajet, elle a acquis une force vive due à sa propre détente, et qui est précisément égale au travail qu'elle aurait fourni en se détendant graduellement derrière un piston. Cette force vive est alors transmise aux aubes de la roue, comme celle de l'eau dans une turbine hydraulique à axe horizontal, à introduction partielle et à libre écoulement.

La turbine de Laval se compose d'une roue à aubes sur laquelle la vapeur, détendue complètement, est amenée par un ou plusieurs ajutages, dont les axes sont faiblement inclinés sur les plans de la roue réceptrice. Cette dernière reçoit une vitesse de 15.000 à 30.000 tours par minute, vitesse qui est réduite dans un rapport voulu, suivant les applications, par un train d'engrenages faisant partie de l'ensemble de la machine.

L'énorme vitesse de la vapeur détendue nécessite l'emploi de mécanismes d'une très grande précision dans les machines à action. Au contraire, la détente progressive dans les machines à réaction n'engendre qu'une vitesse relativement modérée, permettant une construction plus robuste et des organes plus simples.

La turbine Parsons est un exemple de turbine à réaction. Sa vitesse de rotation ne dépasse pas 3.500 tours par minute, et tombe pour les grandes machines à 1.100 tours. La vapeur y chemine parallèlement à l'axe du moteur, et sa force expansive est utilisée jusqu'à sa dernière limite par l'adjonction générale d'un condenseur.

La vapeur pénètre donc par une extrémité du cylindre dans l'espace annulaire, compris entre ce cylindre et l'arbre qui en occupe le centre. Cet espace annulaire est occupé par une succession de couronnes verticales d'ailettes, fixées alternativement sur le cylindre et sur l'arbre, la première étant sur le cylindre. L'arbre, formant corps avec les ailettes dont il est hérissé, tourne sous l'action de la vapeur, qui est répartie entre ces aubages par les ailettes fixes du cylindre.

Les ailettes sont toutes légèrement infléchies, celles de l'arbre en sens inverse de celles du cylindre.

Au fur et à mesure que la vapeur s'avance dans l'appareil, elle se détend progressivement, sa pression diminue et son volume augmente ; les sections qu'elle traverse doivent donc avoir une capacité croissante. A cet effet, les ailettes augmentent de hauteur d'une couronne à l'autre, jusqu'à une certaine dimension. Quand celle-ci est atteinte, on augmente le diamètre des couronnes et de l'arbre. On a ainsi des cylindres en échelons.

Les poussées longitudinales engendrées par la vapeur sont équilibrées par des pistons en nombre égal et de diamètres respectivement égaux aux couronnes des cylindres en échelons.

L'admission de la vapeur a lieu à intervalles égaux, et un régulateur de vitesse règle la durée de chaque période d'admission.

La turbine n'a pas besoin d'huile de graissage; seuls les paliers en reçoivent; il s'ensuit que l'eau de condensation est complètement pure, ce qui est avantageux pour les chaudières. La haute surchauffe peut aussi être appliquée sans difficulté.

Les turbines Parsons donnent par cheval indiqué à pleine charge les consommations suivantes :

$9^{kg},9$	pour turbines de	50	kilowatts	80	chev. indiqués
6 ,4	—	300	—	480	—
6 ,4	—	500	—	800	—
5 ,7	—	1.000	—	1.600	—

avec cette remarque que les turbines actionnent leur pompe à air, ce qui augmente la consommation d'un dixième environ.

Remarquons que l'utilisation de la vapeur est, en effet, meilleure que dans les machines alternatives, où se produisent des phénomènes de condensation et de réévaporation, puisque dans les turbines la détente est continue.

Emploi de la vapeur surchauffée. — La vapeur surchauffée s'obtient en élevant la température de la vapeur saturée, fournie par la chaudière, sans augmenter sa pression. Elle est assimilable à un gaz de densité faible, et présente à la circulation dans les tuyaux une résistance beaucoup moindre que la vapeur saturée, ce qui permet déjà de réduire la perte de chaleur dans la tuyauterie (on a obtenu 0°,3 par mètre avec une vitesse de circulation de 30 mètres par seconde).

Si l'on refroidit la vapeur saturée sans opérer une réduction correspondante de pression, il y a liquéfaction partielle et dépôt d'une rosée sur les parois en contact avec la vapeur. Il est reconnu que cette rosée facilite énormément la transmission de chaleur de la vapeur à la paroi.

La vapeur surchauffée peut subir une diminution de température et rester sèche jusqu'à la température correspondant à la vapeur saturée.

Il y a donc déjà diminution des pertes de chaleur, par suite diminution des pertes par condensation dans la tuyauterie et dans le cylindre.

Il y a, en outre, économie de vapeur dans la marche de la machine. En assimilant par hypothèse la vapeur saturée et la vapeur surchauffée aux gaz parfaits, si, dans un cylindre donné, on substitue la vapeur surchauffée à la vapeur saturée, sans changement de pression initiale, pour avoir la même puissance à la même allure, il suffit d'introduire le même volume V par coup de piston. Soient P, d, P', d', les poids et densités respectifs des deux vapeurs. On a :

$$P = Vd, \qquad P' = Vd';$$

d'où :

$$\frac{P}{P'} = \frac{d}{d'}.$$

La vapeur saturée est à une température t, qui dépend uniquement de sa pression; la vapeur surchauffée est à une température plus élevée t', et l'on a :

$$d(273 + t) = d'(273 + t');$$

d'où :

$$\frac{P}{P'} = \frac{273 + t}{273 + t'}$$

et

$$\frac{P - P'}{P} = \frac{t' - t}{273 + t'}.$$

$\frac{P - P'}{P}$ est l'expression de l'économie réalisée dans la consommation de vapeur par la surchauffe. Soit une machine fonctionnant à 10 kilogrammes par centimètre carré. On a $t = 180°$ C., et on peut dresser le tableau suivant :

Surchauffage de	50°	$t' = 230°$	$\frac{P - P'}{P}$	=	0,10
—	100°	$t' = 280°$	—	=	0,18
—	150°	$t' = 330°$	—	=	0,25
—	200°	$t' = 380°$	—	=	0,30

Il y a donc une économie théorique de 10 à 30 0/0 pour une surchauffe variant de 50 à 200°.

L'économie de combustible existe également. Le surchauffage correspond à une dépense de chaleur très faible = 50 calories pour surchauffer le kilogramme de vapeur de 100°, soit 7,5 0/0 de la chaleur nécessaire pour transformer le kilogramme d'eau pris à 0° en vapeur saturée à 180°. De plus, les appareils surchauffeurs peuvent, en général, prendre la chaleur qui leur est nécessaire aux gaz de la combustion incomplètement utilisés dans les chaudières.

De nombreuses séries d'expériences permettent de conclure ainsi :

1° Il y a intérêt, en général, avec des machines appropriées, à employer la haute surchauffe. Avec la vapeur très surchauffée, les très hautes pressions sont inutiles; l'influence des parois est réduite; la triple et la quadruple expansion ne donnent plus d'économie ;

2° Les bonnes machines monocylindriques et à condensation dépensent par cheval indiqué $8^{kg},6$ à $11^{kg},3$ de vapeur saturée, et 6 à 7 kilogrammes de vapeur surchauffée. Les machines à simple effet et à condensation ont en vapeur surchauffée la même consommation que les compound en vapeur saturée. Les compound à condensation permettent de descendre à une consommation de $4^{kg},5$ de vapeur surchauffée (à la pression de 10 kilogrammes) ;

3° Les installations à vapeur surchauffée dépensant moins de vapeur que les installations à vapeur saturée, on peut diminuer d'autant les chaudières, ce qui compense la dépense d'installation du surchauffeur à dépense de vapeur égale; la machine à vapeur surchauffée est moins coûteuse que celle à vapeur saturée. La dépense d'huile reste la même;

4° Le degré de surchauffe doit être approprié à la nature de la machine au point de vue de la dilatation des organes; il doit, au point de vue thermodynamique, augmenter avec la détente et à chaque température doit correspondre une détente particulière donnant le rendement maximum.

En pratique, les distributeurs à nombreuses nervures, tiroirs plans et robinets Corliss ordinaires, ne supportent pas facilement la surchauffe au delà de 250°. Les soupapes et les tiroirs-pistons conviennent à la haute surchauffe.

MOTEURS A GAZ

Dans ces machines, on utilise la puissance explosive résultant de l'inflammation d'un mélange d'air et de gaz. On peut employer tous les gaz donnant avec l'air un mélange détonant, mais à condition de faire varier les proportions du mélange suivant la composition chimique du gaz employé.

Avec le gaz de houille ordinaire, on admet en pratique 6 à 10 volumes d'air pour 1 de gaz. La pression au moment de l'explosion atteint 5 atmosphères ou $12^{atm},5$, suivant que le mélange n'a pas été comprimé avant l'explosion ou qu'il a été comprimé à $2^{kg},5$. La combustion et l'explosion se réalisent effectivement beaucoup mieux dans un milieu à pression élevée.

Le travail indiqué d'un moteur à gaz est :

$$\mathcal{T} = \frac{\pi d^2 z}{4} \frac{np}{60}.$$

d, diamètre du piston,

z, course du piston,

n, nombre d'explosions par minute,

p, pression moyenne (2 kilogrammes par centimètre carré pour les moteurs sans compression et $4^{kg},5$ par centimètre carré pour les moteurs à compression).

Le rapport du travail effectif au travail indiqué dépend de l'importance des machines et de leur exécution. Il varie, dans les bons moteurs, de 70 à 80 0/0.

On distingue quatre types principaux de moteurs à gaz :

1° Moteurs à explosion sans compression ;

2° Moteurs à explosion avec compression ;

3° Moteurs à combustion avec compression ;

4° Moteurs atmosphériques et mixtes.

Les moteurs des deux dernières classes sont à peu près abandonnés.

Dans les machines du premier type (Lenoir), l'air et le gaz sont aspirés dans le cylindre à la pression atmosphérique. A mi-course du piston, la communication extérieure est interrompue et le mélange détonant est enflammé. La température s'élève et la dilatation des gaz produit une augmentation de pression qui pousse le piston à fond de course. Au retour, le piston chasse les gaz brûlés dans l'atmosphère.

Les moteurs du deuxième type sont de beaucoup les plus employés. Avant d'être enflammés, l'air et le gaz sont compris à 2, 3 ou 4 atmosphères, soit dans le cylindre moteur même (Otto), soit dans une capacité auxiliaire. Dans la première course (avant), le piston aspire le mélange qu'il comprime par sa première course (arrière) dans la chambre de compression. Le mélange est enflammé et produit la deuxième course avant motrice; enfin, par sa deuxième course arrière, le piston expulse les produits de la combustion. Ces moteurs sont donc à quatre temps; l'action motrice ne s'exerce que pendant un demi-tour de volant sur deux tours entiers (moteurs Otto, Simplex, Kœrting, Lenoir nouveau, etc.). Pour augmenter la

régularité, on a parfois recours à deux cylindres, dont l'un aspire pendant que l'explosion se produit dans l'autre.

Dans les moteurs Benz et Ravel, la compression a lieu dans un cylindre auxiliaire, et l'action motrice s'exerce sur le piston à chaque tour du volant.

La combustion du gaz détermine une augmentation considérable de température; il est indispensable de refroidir les parois du cylindre pour le graissage en particulier. On a recours à une circulation d'eau froide dans l'enveloppe du cylindre. Cette eau doit entrer à 15° et sortir à 60° ou 75° maximum. La dépense est de 30 à 40 litres par cheval-heure. Cette circulation peut être obtenue avec un thermosiphon.

L'admission et l'échappement se font presque toujours par soupapes, avec des soupapes spéciales à chacune de ces phases de la distribution, à cause de l'échauffement et de l'encrassement produits par les gaz à la décharge.

Pour l'admission, il y a deux soupapes : l'une pour l'air, l'autre pour le gaz. Les proportions de mélange sont réglées par les sections et les levées des soupapes.

L'inflammation a lieu soit électriquement par une étincelle jaillissant au moment voulu et produite par une pile et une bobine ou par une magnéto, soit par transport de flamme d'un brûleur fixe au mélange par une cavité qui passe devant le brûleur avec un mouvement de va-et-vient.

La vitesse est réglée par un régulateur qui est relié aux organes d'admission du gaz ; cette admission peut être ainsi interceptée pendant plusieurs cylindrées, et la variation du nombre d'explosions dans l'unité de temps règle la vitesse.

Par suite de ces intermittences de l'action motrice, les moteurs à gaz, pour avoir une régularité de marche convenable, nécessitent des volants puissants.

Avec les moteurs du deuxième type, la consommation de gaz varie entre 900 et 500 litres par cheval-heure pour les moteurs des différentes puissances.

Le coût de la force motrice par le gaz de houille (0 fr. 20 à 0 fr. 30 le mètre cube en France) est donc assez élevé. On peut avoir intérêt, dans certains cas, à employer le gaz pauvre, tel que le gaz Dowson, produit par un gazogène soufflé au moyen d'un jet de vapeur surchauffée, ou tout autre gaz de gazogène. Il faut environ 4,5 fois plus de gaz Dowson que de gaz de houille; mais on produit 5 mètres cubes de ce gaz par kilogramme d'anthracite, et l'économie en résultant peut être considérable.

L'emploi du gaz pauvre permet l'installation des moteurs à gaz dans les localités ne possédant pas de gaz de houille.

MOTEURS A PÉTROLE

Ces moteurs présentent l'avantage sur les moteurs à gaz d'être facilement transportables et de ne pas exiger l'établissement d'un gazogène ou la présence d'une usine à gaz.

Moteurs à pétrole lampant. — Le pétrole employé est l'huile de pétrole ordinaire de densité = 0,817.

Ces moteurs diffèrent peu des moteurs à gaz et sont toujours à quatre temps. Il faut environ 6 mètres cubes d'air par cheval-heure et $0^{lit},500$ à $0^{lit},600$ de pétrole.

La carburation de l'air se fait dans des carburateurs qui procèdent de deux types principaux : 1° dans les uns, l'huile est injectée dans un vase chauffé au début de la marche par une lampe et, plus tard, par l'échappement des gaz brûlés : le pétrole s'y volatilise sous l'action de la chaleur; 2° dans les autres, la goutte de pétrole distribuée par une pompe est pulvérisée par un injecteur d'air qui produit la gazéification.

Un inconvénient de ces moteurs est l'encrassement qui se produit quand la combustion est incomplète; on y obvie en réglant l'arrivée de pétrole sur le travail strict de la machine.

L'allumage a lieu soit électriquement, soit par transport de flamme (moteurs Brayton, Grob, Otto, Gnôme, etc.).

Moteurs à essence de pétrole. — Dans ces moteurs, on sature à froid l'air d'essences volatiles, telles que la gazoline, de façon à former un mélange combustible ayant des propriétés voisines de celles du gaz d'éclairage.

L'essence de pétrole employée a une densité de 695 à 700 à 15° C.

Les moteurs à essence comportent un, deux, trois ou quatre cylindres et sont à quatre temps (moteurs Daimler, Panhard et Levassor, Mors, etc.).

Dans les moteurs à pétrole ou à essence, le refroidissement des cylindres est obtenu par une circulation d'eau ou, pour les petits moteurs, par des ailettes venues de fonte avec le cylindre et la culasse.

VI

MOTEURS ÉLECTRIQUES

Les transports de force par l'électricité sont aujourd'hui très répandus, et nous aurons fréquemment, au cours de cette étude, des exemples de pompes actionnées par des moteurs électriques.

La théorie des moteurs électriques est intimement liée à celle des appareils producteurs d'électricité. Au point de vue de la construction, ces deux genres d'appareils sont identiques. Nous dirons donc d'abord quelques mots des *machines génératrices*.

I. — GÉNÉRATRICES

On sait qu'un circuit fermé déplacé dans un champ magnétique devient le siège d'un courant électrique. Le champ peut être dû soit à un aimant (machines magnéto-électriques), soit à un courant (machines dynamo-électriques).

Les dynamos sont seules intéressantes au point de vue industriel, la difficulté d'obtenir des champs importants avec les aimants ayant fait de bonne heure écarter les magnétos.

Le déplacement d'un circuit fermé dans un champ s'obtient aisément par la rotation. Ce procédé donne lieu à une particularité:

Soit un champ magnétique de direction *a* et une spire *s* se déplaçant dans le sens *b* (*fig.* 9).

La spire *s* prend par rapport à *b* des positions bien différentes.

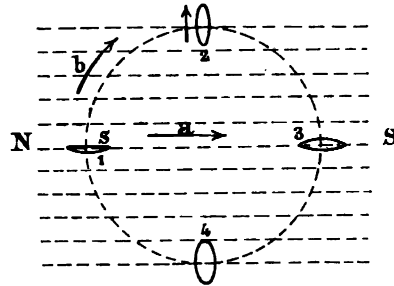


Fig. 9.

En 1, elle est placée dans le sens du champ et n'est donc pas traversée par lui. Le courant produit est nul. En 2, elle est normale à la direction *b*; le courant produit est maximum, et son sens, indiqué par la flèche, est donné par la règle du tire-bouchon de Maxwell[1]. En 3, la spire est dans la même position qu'en 1 : courant nul. En 4, le courant est maximum comme en 2, mais de sens inverse.

Donc la rotation d'une spire dans un champ magnétique donne naissance à un courant *alternatif sinusoïdal* dont la force électromotrice va de 0 à un maximum, puis revient à 0 et repasse par un maximum égal au premier, mais de sens inverse au premier, et revient à 0.

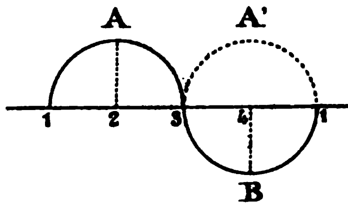


Fig. 9 *bis*.

La figure 9 *bis* met sous les yeux les variations successives du courant dont la spire est le siège.

Si, par un artifice quelconque, nous faisons changer le sens du courant au point 3, nous aurons la courbe A′, qui nous montre un *courant redressé*. Aux points 1 et 3 réunissons les deux courants produits, nous aurons le *courant continu*.

Nous aurons donc deux catégories de génératrices : les *génératrices de courant continu* et les *génératrices de courant alternatif* ou *alternateurs*.

A. **Dynamos à courant continu.** — La transformation du courant alternatif en courant continu s'obtient en réunissant les deux extrémités du fil qui forme la ou les spires tournant dans le champ magnétique à deux demi-bagues métalliques sur lesquelles appuient des frotteurs ; ces frotteurs sont réunis au circuit dans lequel on veut faire passer le courant. Les deux demi-bagues sont isolées l'une de l'autre et toutes deux de l'arbre qui les porte ; elles sont disposées de façon que, lorsque le courant change de sens dans la spire, les frotteurs reposent sur la matière isolante qui les sépare ; de cette façon, lorsque la rotation continue, la demi-bague qui recevait le courant d'un sens donné vient en contact avec le frotteur qui recevait précédemment le courant de sens inverse, et cela au moment où la spire passe dans une position où le courant change de sens.

Cet appareil s'appelle *commutateur redresseur* ou, plus communément, *collecteur*.

(1) Pour trouver le sens d'un courant induit, on suppose qu'on a un tire-bouchon placé dans la direction du champ et qu'on le fasse tourner, de façon à l'enfoncer quand le flux augmente ou à le retirer quand le flux diminue. Le sens de la rotation est le sens cherché.

Le flux est la portion du champ qui traverse le circuit.

Voyons maintenant quelle est, en pratique, la constitution d'une dynamo. Prenons pour exemple une dynamo Gramme, type inférieur.

Le courant inducteur ou producteur du champ passe dans une sorte d'électro-aimant à deux bobines verticales; les noyaux de fer doux de ces bobines sont réunis à leur partie supérieure par une armature métallique et terminés à leur partie inférieure par deux pièces généralement en fonte, appelées *pièces polaires*, entre lesquelles tournent les spires. Les pièces polaires sont disposées de telle façon qu'elles laissent le moins de place possible, le moins d'*entrefer*, entre elles et la partie tournante. Tout ce dispositif se désigne sous le nom d'*inducteurs*.

La partie tournante se nomme l'*induit*. L'induit se compose des spires destinées à devenir le siège du courant à obtenir; il est évident que plus leur nombre est grand, plus la quantité de courant produite sera grande.

Chaque spire n'est pas naturellement rattachée au collecteur: on enroule le même fil de façon à former plusieurs spires, les unes à côté ou au-dessus des autres, suivant le type. Chaque fil, après cet enroulement, vient se fixer à une lame de collecteur. Ensuite, pour former une autre série, on branche un second fil sur le premier et on opère de même avec lui. Par raison de symétrie, il doit toujours y avoir un nombre pair de groupes de spires.

Le *collecteur* se compose non plus de demi-bagues, mais de lamelles rayonnantes en nombre pair isolées les unes des autres par des feuilles de mica.

Les *balais* sont les frotteurs qui recueillent sur le collecteur le courant produit. Ils sont formés soit de fils de cuivre assez fin, soudés ensemble à l'extrémité reliée à la ligne, soit maintenant, d'une façon plus générale, en charbon de cornue préparé spécialement. Les balais sont enchâssés dans une armature métallique portée par une douille isolée, et pouvant prendre un mouvement de rotation nécessaire à la mise en place.

Lorsqu'on dispose les balais comme nous l'avons indiqué dans l'explication du redressement du courant, on voit jaillir des étincelles entre eux et le collecteur. La pratique a montré qu'on peut les supprimer en faisant tourner les balais légèrement dans le sens du mouvement. L'angle dont on les fait tourner s'appelle l'angle de calage.

L'arbre qui porte l'induit et le collecteur repose sur deux paliers, quelquefois venus de fonte avec la plaque de fondation, mais qui le plus souvent s'appuient sur elle par une base cylindrique. Cette disposition facilite le montage.

La quantité de courant produite étant fonction du nombre de tours de l'induit, la vitesse de rotation est toujours grande; les paliers doivent être munis d'un système de graissage énergique (paliers à bagues).

Excitation. — On nomme ainsi la production du courant inducteur qui doit donner naissance au champ magnétique. La manière qui apparaît la première est celle qui consiste à envoyer dans les bobines le courant d'une pile ou d'une magnéto. C'est l'*excitation séparée*. Elle est presque totalement abandonnée aujourd'hui.

Les noyaux des électro-aimants inducteurs conservent toujours un peu de magnétisme; donc, si on fait tourner l'induit, on produit un courant; ce courant est très faible; mais si, au lieu de l'employer directement, on le fait passer totalement ou partiellement dans l'inducteur, on augmente le champ, et la dynamo s'excite d'elle-même. Tel est le principe de l'*auto-excitation*. Il y a différentes manières de la pratiquer.

1° *Excitation en série.* — Elle consiste à mettre l'électro-aimant inducteur sur le même circuit que les appareils à alimenter. Il est alors important, dans le but de diminuer la résistance, de faire les enroulements assez courts et avec du gros fil;

2° *Excitation en dérivation.* — Son nom indique qu'une partie seulement du courant est dévié, pour servir à l'induction, au moyen d'un fil branché sur le circuit principal. Là, il est bon d'employer un fil assez fin pour qu'il ne livre passage qu'à une fraction peu importante du courant. On compense en augmentant sa longueur;

3° *Excitation compound.* — Ce mode d'excitation est aujourd'hui très employé; c'est la combinaison des deux modes ci-dessus : en série avec fil gros et enroulement court et en dérivation avec fil long et fin.

Caractéristique d'une dynamo. — C'est la fonction ou la courbe représentative de la fonction qui donne la relation entre la force électromotrice e d'une dynamo et la quantité d'électricité débitée; on l'exprime par

$$e = f(i).$$

Il est facile de l'obtenir expérimentalement. On met en marche une dynamo sur les conducteurs de laquelle on a placé en série un rhéostat et un ampèremètre, et en dérivation un voltmètre.

Si l'on a une dynamo-série, on verra que la force électromotrice est nulle avec l'intensité, et, si l'on rapporte ses différentes valeurs à deux axes, l'un horizontal (intensité), l'autre vertical (force électromotrice), la courbe caractéristique passera par l'origine. Puis, la force électromotrice croît proportionnellement aux intensités jusqu'à un maximum; elle décroît ensuite.

La caractéristique donne des renseignements précieux sur le régime et la puissance d'une machine.

Travail d'une dynamo. — On sait que ce travail (en watts) est égal au produit de la force électromotrice (en volts) par l'intensité (en ampères) :

$$W = E . I.$$

Si on compte ce travail pendant 1 seconde, on a la puissance de la dynamo.

Rendement des dynamos. — De même que nous distinguons pour les pompes deux rendements (mécanique et volumétrique), nous avons pour les dynamos :

1° Le *rendement industriel*, ou *commercial*, qui est le rapport entre la puissance électrique utilisable et la puissance totale absorbée. C'est le plus important à considérer dans un projet d'installation. Il peut atteindre 0,84;

2° Le *rendement électrique*, rapport de la puissance électrique utile à la puissance réellement produite. Il peut atteindre 0,97; les pertes ne sont dues en effet qu'à l'excitation.

Tout ce que nous venons de dire pour une *dynamo bipolaire* est également vrai pour les *dynamos multipolaires*, c'est-à-dire pour celles dans lesquelles, au lieu d'avoir deux électro-aimants seulement pour produire le champ magnétique, on en a 4 ou 6 et même davantage.

Principaux types d'induits. — Nous ne parlerons pas des différents types

d'inducteurs. Les différentes dispositions adoptées sont nombreuses et propres à chaque constructeur.

Il y a trois types principaux d'induits : 1° annulaire ; 2° à tambour ; 3° discoïdal.

1° L'*induit annulaire* est celui que nous avons sommairement décrit. La spire n'affecte pas toujours la forme circulaire ; elle est souvent oblongue. La partie métallique sur laquelle elle s'enroule est faite avec des lames de tôles isolées par du mica afin d'éviter les courants de Foucault.

Etant données la grande vitesse de rotation et la position des fils à la périphérie de l'induit, on les serre au moyen de frettes pour empêcher la déformation sous l'action de la force centrifuge. L'induit en anneau a deux grands avantages : sa simplicité de construction et sa facilité de réparation.

2° *Induit en tambour.* — Au lieu d'être enroulé autour d'un anneau, le fil est disposé sur un cylindre ou tambour plein, de manière à obtenir des circuits rectangulaires, dont les grands côtés sont les génératrices du tambour, et les petits des côtés de polygones étoilés, légèrement déformés à cause du diamètre du collecteur d'un côté, et du diamètre de l'arbre de l'autre. Il y a autant de groupes de spires que de lames de collecteur, et, comme chacun d'eux couvre deux portions opposées de la surface latérale du tambour, celui-ci est recouvert deux fois par les fils ; la partie la plus rapprochée de l'axe sur les bouts est recouverte un grand nombre de fois, et présente même pour cette raison une forme bombée. L'avantage de cette disposition est que la surface intérieure des spires présentée au flux est maxima ; la quantité de courant produite est plus grande. Mais cette disposition a des inconvénients nombreux : construction assez difficultueuse au point de vue de l'isolement, nécessité d'un frettage robuste, création facile de courts-circuits qu'on ne peut trouver que par un démontage complet de l'induit.

3° L'*induit discoïdal* est construit de façon que ses spires tournent toujours en ayant leur plan perpendiculaire à la direction du champ. L'induit est alors constitué par des fils enroulés sur un plateau en carton en forme de secteur, et les inducteurs sont des bobines placées bout à bout, et laissant entre leurs extrémités voisines un espace suffisant pour le passage du disque.

Le manque de rigidité du carton oblige à ne tourner qu'à une faible vitesse ; il devient nécessaire de n'employer ce dispositif que pour des dynamos multipolaires ; enfin il faut laisser un entrefer trop considérable entre deux bobines d'induction.

Les avantages de ce système résident dans la légèreté et dans la suppression des supports en fer, qui amènent des pertes par les courants de Foucault et par hystérésis.

Types de dynamos. — Les dynamos Gramme furent les premières construites. Il en existe de plusieurs types qui sont tous à induits annulaires. Le plus ancien, aujourd'hui abandonné, avait pour inducteur deux bobines horizontales fixées entre deux montants verticaux. Ces deux derniers supportaient, au milieu de leur hauteur, deux paliers sur lesquels reposait l'arbre de l'induit, portant extérieurement au bâti sa poulie de commande. Le champ produit par les inducteurs était dirigé vers l'induit au moyen de pièces polaires en fonte, fixées au milieu des deux bobines inductives. De cette façon, l'induit occupait par rapport au champ une position symétrique. D'où le nom de dynamo à flux symétrique donné à cette machine.

L'autre type Gramme ou type supérieur affecte une autre disposition. Les deux

bobines inductrices sont verticales et terminées en haut par des pièces polaires en fonte, embrassant presque complètement l'induit, qui tourne entre elles deux. Cette forme des pièces polaires a l'avantage de mieux conduire le flux et de diminuer l'effort d'attraction que produisent les bobines sur l'induit, et augmente la pression sur les paliers. Cette dynamo rentre dans la catégorie de celles à champ dissymétrique. Nous trouvons également, dans cette catégorie, les dynamos Siemens, Ganz, Edison, etc. La première et la seconde ressemblent assez au type supérieur Gramme, avec cette différence que leur induit est enroulé en tambour. La dynamo Edison est exactement celle de Gramme dans laquelle les pièces polaires et l'induit sont à la partie inférieure. On obtient ainsi une machine beaucoup plus stable, attendu que la partie tournante se trouve près du socle ; cet avantage est compensé par la nécessité dans laquelle on se trouve d'isoler, par une pièce en métal non magnétique, les pièces polaires du socle. On emploie pour cela de la fonte manganésée (12 0/0 Mn) ou du zinc.

Comme dynamos à champ symétrique, nous citerons ces machines : Manchester, Pieper, Brown, Siemens, de dispositions assez simples et très connues.

Les dynamos multipolaires, assez peu différentes les unes des autres, comprennent presque toujours une carcasse polygonale en fonte ayant autant de côtés qu'il y a de pôles. Ces côtés portent intérieurement des proéminences venues de fonte avec eux, et sur lesquelles sont enfilées les bobines d'induction (Brown, Jaspar, Pieper, Société Alsacienne, etc.).

D'autres, enfin, se composent de deux bâtis qui soutiennent des bobines parallèles à l'arbre de l'induit (machines Desroziers, etc.).

B. **Alternateurs.** — Nous avons vu plus haut comment se produisait le courant alternatif. L'alternateur est donc la machine génératrice la plus simple, et les courants alternatifs, pour leur simplicité, et pour bien d'autres motifs que nous verrons, tendent à être de plus en plus employés.

Si nous considérons l'alternateur théorique, la façon de recueillir le courant est simple. Tous les fils enroulés de façon à former l'induit viennent aboutir à deux bagues qui forment le collecteur : ils partent d'une bague pour revenir à l'autre. Sur ces deux bagues frottent deux balais, réunis chacun à une extrémité de la ligne à alimenter.

Voyons comment en pratique est construit un alternateur (*fig.* 10).

Seize bobines sont placées face à face, de façon qu'un pôle nord soit en face d'un pôle sud et que sur le même disque un pôle nord fasse suite à un pôle sud. Considérons une spire tournant entre des bobines.

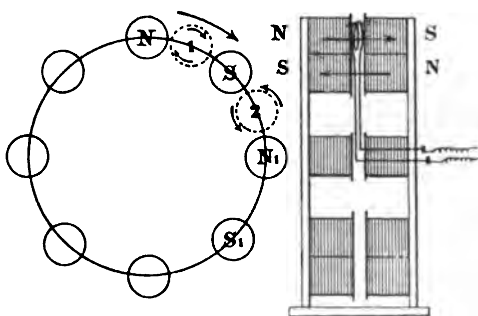


Fig. 10.

En 1, elle reçoit le flux magnétique d'avant en arrière ; comme elle se déplace dans le sens de la flèche, on voit qu'entre deux lignes de bobines le sens du courant ne change pas ; mais, quand la spire vient à passer en S, le courant induit change de sens (2) jusqu'à N_1.

Si on recueille le courant produit, on voit qu'il y aura autant de changements de sens qu'il y a de pôles.

Excitation des alternateurs. — Les alternateurs s'excitent comme les dynamos. L'excitation séparée est très employée, car elle facilite la régulation. En effet, en faisant varier l'intensité du courant inducteur, on fait varier celle du champ et, par suite, celle du courant.

L'auto-excitation nécessite une disposition spéciale : le courant alternatif n'étant pas propre à l'induction, il faut faire usage d'un collecteur destiné à redresser une partie du courant. L'auto-excitation se fait donc en dérivation.

Alternateurs a courants polyphasés. — Nous avons vu que les variations du courant produit par le déplacement d'une spire dans un champ créé par deux pôles (machine théorique) étaient représentées par la courbe AB. Si, au lieu d'une spire, il y en a plusieurs, les courants produits dans celles-ci ne seront pas maxima en même temps. Traçons les courbes (*fig.* 11) qui représentent leurs variations A'B', A″B″, etc. Si l'induit tourne avec une vitesse constante et si les pôles et les spires sont répartis à distances égales sur la circonférence, ces courbes seront toutes égales, mais déplacées simplement l'une par rapport à l'autre sur l'axe horizontal. On appelle *phase* chaque partie de courbe dont les ordonnées sont de même signe, et *période* le temps nécessaire pour parcourir deux phases. On exprime le retard d'un courant sur le précédent par la distance horizontale qui sépare les ordonnées de chaque courbe rapportée à la période. Ce retard sé nomme le *décalage*.

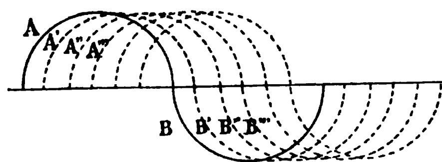


Fig. 11.

Deux courants décalés d'un quart de période, tels que AB et A‴B‴, sont appelés *biphasés*. Deux courants décalés d'un tiers de période sont appelés *triphasés*. D'une façon générale, on peut obtenir des courants polyphasés. On n'emploie jusqu'ici d'une façon courante que les biphasés et les triphasés.

On peut se rendre compte de ce qui fait la supériorité des alternateurs à courants triphasés en construisant une courbe totalisant celle des courants séparés ; cette courbe montrera que la quantité d'électricité produite est plus régulière que dans une autre dynamo, et, comme on sait que la production du courant s'oppose à la continuation du mouvement, le couple résistant sera aussi plus constant.

Théoriquement, un alternateur à courant triphasé serait composé ainsi : un inducteur ordinaire et un induit formé de trois bobines placées sur un anneau à égale distance les unes des autres, et dont les extrémités des fils seraient reliées chacune à une bague ; trois balais ramasseraient le courant sur les trois bagues.

En pratique, ces machines sont plus compliquées : il y a plusieurs séries de trois bobines reliées de trois en trois aux bagues-collecteurs. L'inducteur a aussi un plus grand nombre de pôles.

L'excitation peut se produire comme dans les alternateurs biphasés, soit séparément, soit en redressant une partie du courant produit. La première méthode est plus employée, et généralement l'excitation séparée se fait au moyen d'une génératrice à courant continu.

II. — RÉVERSIBILITÉ DES MACHINES ÉLECTRIQUES. — MOTEURS

Si, au lieu de faire tourner une machine électrique pour produire un courant, nous envoyons dans cette machine un courant, elle se met à tourner et peut entraîner d'autres appareils. Une des premières applications de la *réversibilité* fut faite par M. H. Fontaine, à l'Exposition de Vienne, en 1873. Une dynamo mue par un moteur à gaz Lenoir fournissait le courant à une autre dynamo, devenue moteur, qui entraînait précisément une pompe centrifuge.

Considérons la dynamo à courant continu théorique, et lançons un courant dans les spires 1, 2, 3 dans le sens des flèches (*fig.* 12). D'après la loi de Lenz, nous aurons le sens du mouvement en prenant l'inverse de celui qui produirait le courant fourni.

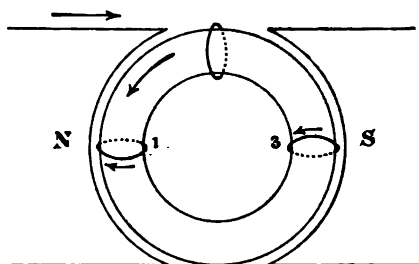


Fig. 12.

On peut se rendre compte de la transformation de l'énergie électrique en énergie mécanique en plaçant un ampèremètre sur le circuit de la dynamo dont l'arbre aura été immobilisé : cet ampèremètre accuse une certaine intensité de courant; si on abandonne l'arbre, il se met à tourner; l'ampèremètre montre que l'intensité baisse, ce qui prouve que le mouvement absorbe de l'énergie électrique. On exprime ceci en disant que le moteur apporte dans le circuit une force électromotrice inverse de celle du courant, une *force contre-électromotrice* (f. c. é. m.).

A. **Moteurs à courant continu.** — Rendement. — De même que pour les dynamos, nous avons deux rendements à considérer:

1° Le *rendement commercial*, ou *industriel*, qui est le rapport de la puissance fournie par l'arbre du moteur et, par conséquent, utilisable à celle qui lui est fournie sous la forme de courant. C'est le plus important;

2° Le *rendement électrique*, qui est le rapport de la puissance électrique transformée en énergie mécanique à la puissance totale fournie au moteur.

Caractéristique des moteurs. — C'est la courbe représentative de la relation qui existe entre la vitesse et l'effort résistant agissant sur l'arbre.

Excitation des moteurs. — L'excitation séparée n'est pas employée, car il faudrait deux dynamos pour faire marcher un moteur. Nous examinerons donc les différents modes d'auto-excitation.

1° *Moteur à excitation en série.* — Nous avons vu que le moteur excité en série tournait en sens inverse de la génératrice quand on lui fournit le courant de même sens que le courant produit. Il en est de même si on change le sens du courant, car, en changeant le sens dans les spires de l'induit, on le change en même temps dans les inducteurs; la direction du champ magnétique est donc changée, et le sens de la rotation résultante se trouve donc être le même que précédemment.

Considérons le couple moteur : si nous fournissons au moteur un courant de force électromotrice constante, ce qui a lieu en général, l'intensité du courant est maxima

[illegible] dans l'inducteur [illegible] la vitesse augmente [illegible] rapidement.

[illegible]

[illegible]

2° Moteurs à excitation en série. — Examinons le sens de la rotation pour [illegible] schématiques 1 et 2 (fig. 13) dans lesquels la partie A représente l'induit et B l'inducteur.

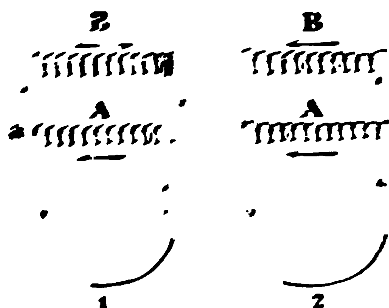


Fig. 13.

Le schéma 1 montre la dynamo comme génératrice. Le courant produit dans l'induit se partage en [illegible] deux parties dans la direction des flèches. Le courant est en sens inverse dans l'induit et l'inducteur.

Le schéma 2 montre la dynamo comme moteur. Le courant fourni se partage en deux parties de même direction. Si donc on envoie dans le moteur le courant de même direction que celui qu'il produirait, employé comme génératrice, la direction de ce courant étant la même dans l'induit et dans l'inducteur, il tendrait à tourner en sens inverse; mais, comme le champ est de direction contraire, la rotation se trouve renversée et se produit directement.

De même, si on fournit un courant de sens inverse au courant employé directement, la rotation sera encore directe, car le sens aura changé aussi bien dans l'inducteur que dans l'induit.

La caractéristique d'un moteur à excitation en série montre que, si, pour une charge assez considérable, le moteur marche à une certaine vitesse, cette dernière augmente peu lorsqu'on diminue le couple résistant, et qu'à vide la vitesse maxima est modérée et emprunte peu d'énergie.

3° *Moteurs à excitation compound.* — Ils jouissent des mêmes propriétés que les deux types précédents. Si le couple résistant diminue, la vitesse s'accroîtra moins que dans un moteur série et plus que dans un moteur dérivation. La caractéristique est comprise entre les deux autres; aussi, sous le rapport de l'uniformité de la vitesse, les moteurs compound ne sont pas plus avantageux que les autres.

4° *Moteurs à excitation composée.* — C'est une excitation du genre compound dans laquelle les courants sont inverses dans les deux enroulements de l'inducteur. De cette façon, si l'intensité augmente dans l'induction par suite de la réduction de la force contre-électromotrice transmise, l'action des spires en série affaiblit l'excitation et réduit la vitesse, tandis que l'enroulement en série tend à l'augmenter.

En combinant ces deux effets, on peut arriver à obtenir une vitesse constante indépendante de l'effort résistant. La caractéristique sera alors une droite parallèle à l'axe horizontal.

Renversement de la marche. — Nous avons vu que le changement de sens du courant alimentant un moteur n'était pour rien sur le sens de la rotation; mais, si on change seulement le sens dans l'induit ou dans l'inducteur, on change le sens de la rotation.

Le renversement de la marche a une grande importance dans beaucoup de cas (voitures et tramways), rarement dans la commande des pompes. Il s'obtient par un décalage des balais et plus simplement en ayant deux paires de balais articulées aux extrémités de deux leviers articulés sur un troisième. En agissant sur ce dernier dans un sens ou dans l'autre, on amènera sur le collecteur soit l'une, soit l'autre paire de balais.

Bien que toutes les dynamos puissent être employées comme moteurs, les constructeurs créent en général des types destinés exclusivement à servir de réceptrices, c'est-à-dire de moteurs.

B. **Moteurs à courants alternatifs.** — Supposons que nous ayons deux alternateurs A et B dont nous ne représentons schématiquement que les moitiés arrières des inducteurs (*fig.* 14). Le sens de la rotation de A étant déterminé, on voit que le sens du courant induit créé est bien celui que la flèche indique en *a* et *b*.

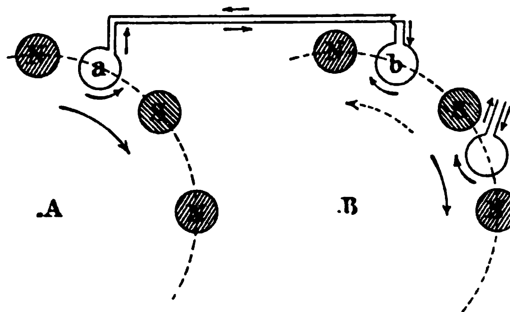


Fig. 14.

Si nous envoyons ce courant dans un autre alternateur B, de façon que la spire *b* le reçoive par rapport à l'inducteur en sens inverse de ce qu'il est en *a*, en vertu de la loi de Lenz la rotation se produira en sens inverse de celle qui produirait ce courant; la rotation qui produirait le courant serait du sens de la flèche ponctuée; finalement la machine tournera dans le sens de la flèche pleine. On a donc la réversibilité des alternateurs.

Deux machines tournant dans les conditions ci-dessus sont dites *synchrones*, c'est-à-dire que les changements de phases ou de sens de courant s'effectuent en même temps; cela n'implique pas que les deux machines aient la même vitesse de rotation; en effet, si la génératrice a 8 pôles et la réceptrice 12, les deux machines, pour être synchrones, devront faire dans l'unité de temps des nombres de tours dans le rapport de 1 à $\frac{8}{12}$.

Excitation des moteurs a courants alternatifs. — On peut employer l'excitation séparée ou l'auto-excitation en dérivation. Dans le premier cas, avantageux seulement pour les grandes puissances, on peut se servir d'une petite dynamo indépendante. On peut aussi atteler sur l'arbre du moteur une petite dynamo à courant continu qui ne nécessite aucun autre moteur, mais qui ne peut fournir le courant à la mise en train; cela nécessite des accumulateurs qu'on charge en marche normale.

On peut produire l'auto-excitation, comme pour les génératrices, en redressant une partie du courant.

Propriétés des moteurs synchrones. — De la façon dont les réactions des courants sur le champ magnétique se produisent dans un alternateur employé comme moteur électrique, on peut tirer quelques conclusions très utiles en pratique.

D'abord, il est impossible de démarrer même à vide quand les spires de l'induit sont en face des pôles inducteurs; même lorsqu'on ne se trouve pas dans ces conditions, les impulsions au moment de la mise en marche, quoique l'intensité du courant soit maxima, sont de faible durée; aussi, dans tous les cas, il est nécessaire de lancer le moteur. Il est donc indispensable de munir les machines à entraîner d'embrayages qu'on peut débrayer pour supprimer toute résistance à la mise en marche.

Quand ensuite on les embraye, il y a augmentation du couple résistant, et, par conséquent, ralentissement de la vitesse; si cette augmentation est faible, la diminution de vitesse a néanmoins provoqué une diminution de la force contre-électromotrice, d'où augmentation de l'intensité et reprise de la marche normale.

Si, au contraire, la surcharge est considérable, le ralentissement peut être tel que la dynamo génératrice puisse prendre, par rapport au moteur, une avance égale à la distance de deux pôles; alors le courant que l'on continue à produire dans ces conditions tend à faire marcher l'alternateur-moteur en sens inverse de sa rotation primitive, et il s'arrête. Le moteur est dit hors phase.

Il ne faut donc charger le moteur que progressivement pour lui laisser prendre sa vitesse de régime. La diminution du couple moteur n'a plus le même effet que dans les moteurs à courant continu; la vitesse ne pouvant pas dépasser celle de la génératrice, si le moteur est en marche normale quand on débraye la ou les machines qu'il commande, sa vitesse reste la même; s'il n'y était pas, il y viendrait, à moins qu'il ne soit hors phase.

Les moteurs synchrones sont les mêmes machines que les génératrices. Cependant certains constructeurs créent des types spéciaux d'alternateurs-moteurs. Une machine Ganz spéciale a donné un rendement de 88 0/0.

Moteurs asynchrones. — Dynamo a courant continu employée comme moteur a courant alternatif. — Nous avons vu qu'on ne change pas le sens de la rotation d'une dynamo à courant continu et à auto-excitation quand on change le sens du courant qu'on lui fournit. On peut donc employer les courants alternatifs pour l'alimentation des dynamos à courant continu employées comme moteurs.

Ceux-ci ont l'avantage de ne pouvoir être mis hors phase, comme les précédents, puisque le sens du courant fourni n'influe pas sur celui de sa rotation; ils peuvent donc ne pas tourner à la même vitesse que la génératrice, et sont appelés pour cela moteurs asynchrones.

VII

ÉLÉVATION DE L'EAU PAR TRANSPORT

Baquetage. — Le baquetage est le procédé fort ancien qui consiste à élever ou transporter l'eau dans des seaux ou des baquets. Il est évident que, pour obtenir un bon rendement, on doit se servir de seaux le plus légers possible.

Dans ces conditions, d'après Peronnet, un homme ne peut travailler que huit heures par jour et élever 5.750 litres d'eau environ à 1 mètre de hauteur par heure, ce qui donne un rendement de 0,265. Le général Bergère donne 0,208, et Laisné, 0,300.

Écope. — L'écope est une pelle légère, en bois ou en tôle, ayant des rebords assez hauts pour contenir un certain volume d'eau qu'on lance d'un récipient dans un autre situé plus haut. Son emploi a, sur celui du seau, l'avantage de ne pas nécessiter le déplacement de l'homme qui s'en sert. Le rendement qu'on obtient avec cet engin n'est cependant que très peu supérieur à celui du baquetage, à cause des mauvaises conditions dans lesquelles s'effectuent l'entrée et la sortie de l'eau à élever. Un homme travaillant au maximum huit heures par jour ne peut élever que 6.000 litres d'eau à l'heure, et donne ainsi un rendement de 0,275.

Écope hollandaise. — La différence entre l'écope ordinaire et l'écope hollandaise consiste en ce que cette dernière est soutenue par un trépied et peut osciller autour de son axe. Son emploi est limité aux cas où l'eau ne doit être élevée que d'une faible hauteur. On obtient avec l'écope hollandaise un rendement de 0,69, ce qui correspond à une élévation de 15.000 litres d'eau à 1 mètre en une heure. Le maximum de la durée de l'effort, dans ce cas, est encore de huit heures par jour.

Seaux à bascule. — Afin de diminuer l'effort nécessaire pour puiser l'eau dans un puits peu profond (2 à 3 mètres), à l'aide d'un seau, on a suspendu ce dernier à l'extrémité A (*fig.* 15) d'une perche articulée sur un support C et ayant à son autre extrémité B un contrepoids. Tel est le seau à bascule, encore appelé *puits des Maures*.

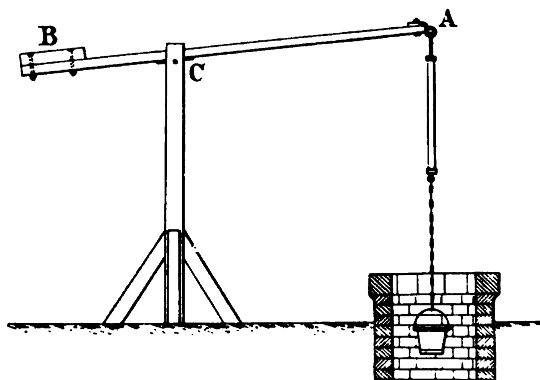


Fig. 15.

L'homme tire de haut en bas sur la corde pour descendre et remplir le seau, que le contrepoids fait remonter lorsqu'on abandonne le système à lui-même.

D'après le général Morin, on peut élever avec le seau à bascule 60.000 litres d'eau à 1 mètre en huit heures. Le rendement obtenu serait alors de 0,345. Navier donne une élévation de 70.000 litres en douze heures, ce qui abaisse le rendement à 0,270.

Picotah. — Le picotah est un appareil analogue au seau à bascule. Au lieu d'avoir un contrepoids à l'extrémité de la perche, un homme se déplace sur cette perche et produit ainsi le mouvement vertical du seau.

Manège des maraîchers. — Le manège des maraîchers sert à élever l'eau d'un puits au niveau du sol au moyen de deux seaux attachés aux extrémités d'une même corde (*fig.* 16). Les deux brins de cette corde passent sur deux poulies portées par un axe horizontal situé au-dessus du puits, et écartées d'une distance suffisante pour éviter la rencontre des deux seaux dans leurs mouvements de montée et de descente.

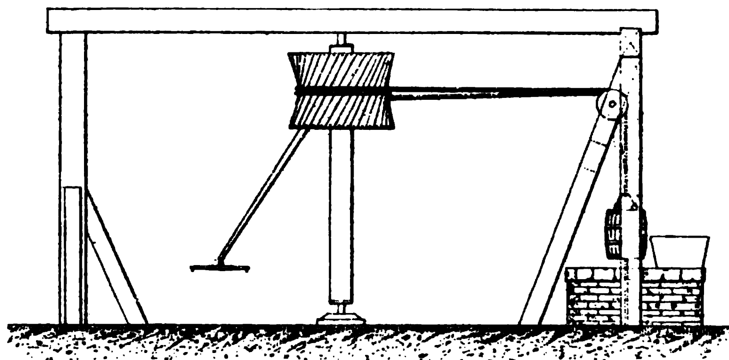


Fig. 16.

La corde est enroulée sur un tambour à gorge porté par un arbre vertical qui est mis en mouvement à l'aide d'une flèche sur laquelle est attelé un cheval. L'inconvénient de ce système réside dans la nécessité de changer de marche chaque fois qu'un seau est monté. On est arrivé à supprimer ces arrêts et ces changements de marche en intercalant sur la commande un manchon à griffes et engrenages.

Le manège des maraîchers a un mauvais rendement, car il nécessite la présence d'un homme et d'un cheval pour produire un travail assez faible.

Puits à seaux. — Le puits à seaux est du même genre que le manège des maraîchers.

Une corde portant un seau à chaque extrémité s'enroule sur une poulie ou un tambour à axe horizontal mû à la main.

Pour travailler dans de bonnes conditions, il faut qu'à vide l'appareil soit en équilibre dans toutes les positions, ce qui n'a lieu qu'en faisant abstraction du poids de la corde. Ce poids est insignifiant pour les puits de faible profondeur; quand celle-ci dépasse 4 à 5 mètres, on équilibre le système en attachant sous les seaux une seconde corde de même longueur que la première.

Pour diminuer l'effort qui doit s'exercer plus longtemps dans les puits très profonds, on remplace le treuil ordinaire par un treuil à commande par engrenages.

Élévateur à grand débit. — Système Chêne. — Le but de cet appareil est de puiser l'eau facilement dans les puits de toute profondeur et d'en obturer l'orifice pour éviter à la fois les accidents et la contamination de la nappe d'eau. La figure 16 *bis* indique clairement le fonctionnement de l'ensemble.

Les seaux se composent (*fig.* 16 *ter*) d'une partie légère ou cloche renversée, destinée à contenir l'eau et reposant hermétiquement sur une partie lourde en fonte, appelée « culot », affectant une forme tronconique. Ce culot est directement accroché au câble par une tige, tandis que le seau proprement dit est réuni à cette tige par une paire de leviers articulés.

Les seaux ainsi constitués sont suspendus aux extrémités d'un câble en acier B enroulé sur une poulie à gorge A.

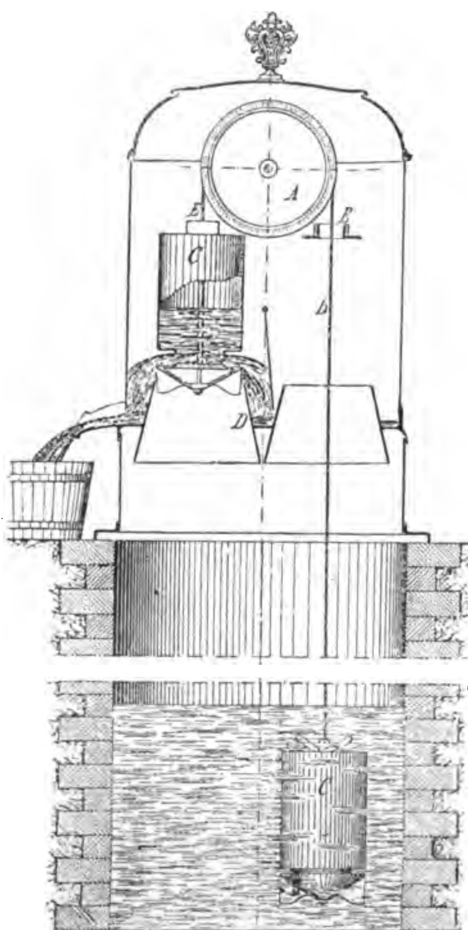


Fig. 16 *bis*.

Dans le fonctionnement, lorsque le seau vide plonge dans l'eau, il y entre verticalement, sans s'incliner, à cause du culot pesant et pointu; mais la cloche légère surnage à la façon d'un flotteur et se sépare du culot; l'eau y pénètre par l'ouverture ainsi produite, puis la cloche retombe par l'effet de son propre poids sur son siège en captant l'eau. Si, à ce moment, on renverse le mouvement de la manivelle, on détermine l'ascension du seau plein; arrivé dans l'enveloppe métallique, celui-ci s'engage dans l'une des hottes tronconiques D de la table d'écoulement, et bientôt sa partie supérieure vient buter sur un arrêt fixe E. Sous l'effet de ce contact, les deux leviers qui enclenchaient le culot soulèvent la cloche d'une quantité suffisante pour provoquer la vidange complète du seau sur la table d'écoulement.

Avec cet appareil, on peut puiser l'eau dans une nappe moins profonde que la hauteur des seaux, puisque leur emplissage se fait par le bas.

On en fait des modèles avec seaux de 16, 20, 35 et 50 litres; pour ces trois derniers, l'action de la manivelle n'est plus directe; elle s'effectue au moyen d'engrenages intermédiaires, réduisant la vitesse; en outre, les deux plus gros appareils sont pourvus de deux manivelles.

Enfin, il existe un type pour la commande par un manège à cheval ou un moteur à explosions ; les seaux peuvent y avoir des capacités de 35, 50 et même 80 litres, avec des débits respectifs par heure de 3.600, 4.100 et 4.500 litres sur un puits d'une profondeur de 25 mètres. Ces débits se rapportent à la marche au cheval ; les deux gros modèles accouplés à des moteurs rendent 7 et 800 litres. Un système spécial de changement de marche automatique permet d'utiliser le mouvement continu pour la montée et la descente alternatives des deux seaux.

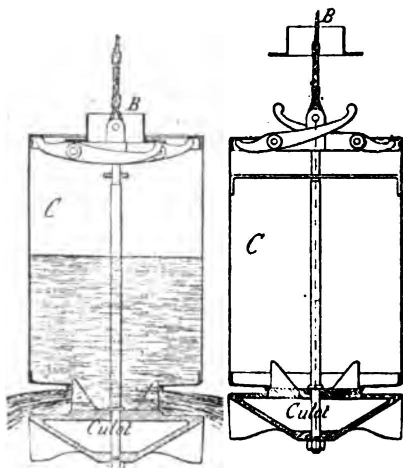


FIG. 16 *ter*.

Les élévateurs Chêne sont pourvus d'un cliquet extérieur manœuvrable à la main et réversible, engrenant dans une roue à rochet calée sur l'arbre de la poulie. Un récent perfectionnement rend ce cliquet automatique ; placé à l'intérieur de l'enveloppe, il est à l'abri des détériorations.

Dans certains cas, on pourvoit ces appareils d'un système d'enclenchement consistant en un plateau calé sur l'arbre de la poulie et portant une série de trous dans l'un desquels on enfile du dehors une broche cadenassée avec le bâti.

Chapelet incliné. — Le chapelet incliné (*fig.* 17) consiste en une chaîne à maillons assez longs, portant chacun une palette en bois perpendiculaire à l'axe de la chaîne. Cette chaîne se meut sur deux axes horizontaux, et son brin inférieur traîne dans un coursier incliné qui guide l'eau élevée. L'appareil est mis en mouvement par la rotation de l'axe supérieur.

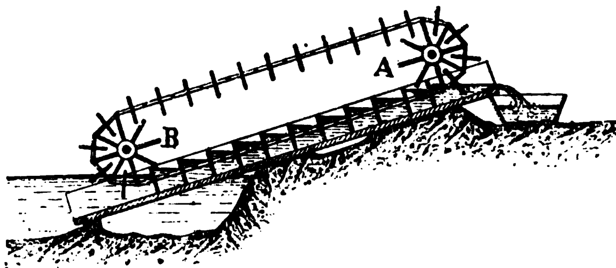


FIG. 17.

Les palettes sont de largeur un peu moindre que celle du coursier, de façon à éviter les frottements. Le jeu donne naissance à des pertes d'eau, lorsque la vitesse est faible. Il faut augmenter la vitesse jusqu'à donner à l'eau un certain courant.

Des expériences faites, il résulte que la vitesse la meilleure est de $1^m,50$ par seconde.

Chapelet vertical. — Le chapelet vertical est un appareil identique au précédent, avec cette différence que les brins des chaînes sont verticaux, les palettes circulaires, et que le coursier est remplacé par un tube.

Il est nécessaire d'aller à une certaine vitesse pour éviter les pertes. Le rendement obtenu avec un homme élevant l'eau d'un puits est de 0,663.

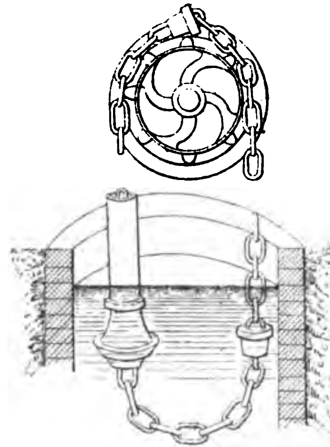


Fig. 18.

Diverses machines du même genre ont été construites ; le principe est toujours le même.

Les palettes sont tantôt remplacées par des sphères en caoutchouc, tantôt par des disques de cuir armés de demi-sphères de métal (*fig.* 18).

On a substitué aussi à la chaîne une corde, à laquelle on a fait des nœuds qui font office des palettes.

Chapelet à adhérence. — Dans ces chapelets (*fig.* 19), l'eau est élevée rien que par son adhérence sur une sangle de toile sans fin que l'on fait tourner sur un tambour placé au-dessus de l'orifice du puits.

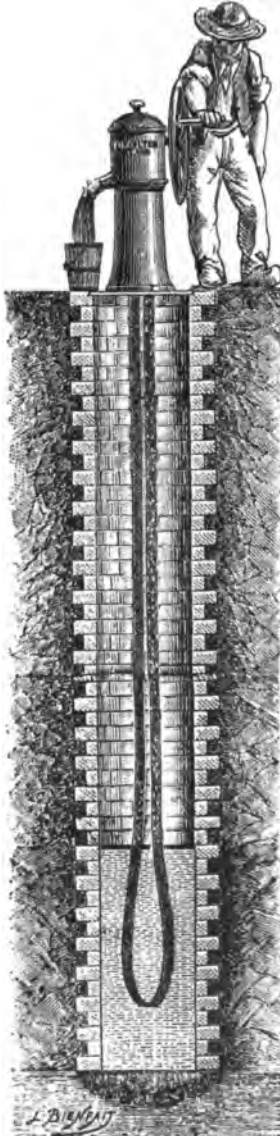


Fig. 19.

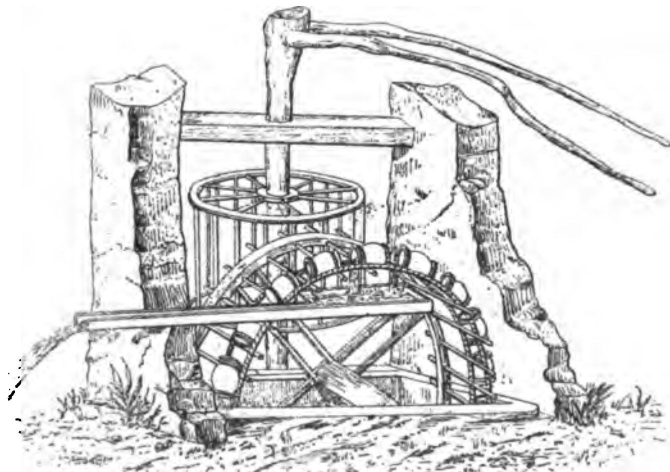


Fig. 20.

L'eau se déverse à la partie supérieure en vertu de la force centrifuge.

Des expériences de Tresca sur une pompe de ce genre construite par M. de Baussier ont donné, en puisant l'eau à $14^m,65$:

Avec 1 homme à la manivelle, un débit de 15 litres et un rendement de 0,42 ;

Avec 2 hommes à la manivelle, un débit de 30 litres et un rendement de 0,53.

Norias. — Les norias sont des appareils connus depuis fort longtemps, qui consistent simplement en des chapelets, dont les palettes ont été remplacées par des récipients de formes et de dimensions très variées.

Le général Morin a joint à la description de la noria des Mahonais (*fig.* 20), employée en Algérie, quelques données numériques que nous reproduisons ici.

Lanterne horizontale, diamètre	$1^m,15$
— hauteur	0 ,50
Roue verticale, diamètre	1 ,80
Profondeur du puits au-dessous du sol	10 ,90
Profondeur d'eau dans le puits	2 ,90
Hauteur d'élévation de l'eau	8 ,00
Nombre de pots ou godets	70
Largeur d'un pot	0 ,30
Diamètre des pots : à la bouche	0 ,13
— au fond	0 ,10

Dans cette noria, le mouvement de rotation autour d'un axe vertical fourni par un cheval est transformé en mouvement horizontal de la roue motrice au moyen d'un engrenage à lanterne, comme il est facile de le voir sur la figure.

Un cheval attelé peut produire à l'heure, dans ces conditions, une élévation de 6.000 litres d'eau à 8 mètres de hauteur, autrement dit 480 poncelets. Le rendement est donc $\frac{480}{1.458} = 0,330$.

Une des causes du faible rendement des norias et des chapelets consiste dans la rentrée avec choc de l'eau dans les godets, et de sa sortie avec vitesse; mais, dans le cas présent, on peut y remédier en diminuant un peu la vitesse de rotation (ce qu'on ne peut faire pour les chapelets). Le rendement est encore diminué par la perte d'eau due au balancement des godets et par les frottements. D'après Navier, ce rendement peut être calculé par la formule :

$$R = 0,80 \frac{H}{H + 0,75} \text{ avec } H \geqq 4 \text{ mètres,}$$

H étant la hauteur d'élévation de l'eau.

On peut obtenir $R = 0,60$ avec la noria Gateau tournant à la vitesse de $0^m,60$ par seconde. Dans cette noria, les godets sont munis de couvercles inclinés pour diminuer les pertes d'eau par balancement, pendant la montée. Gateau a aussi remédié à la difficulté du remplissage, due à l'air contenu dans les augets, en plaçant au-dessus de chacun d'eux une soupape d'échappement qui se ferme, comme le couvercle, au commencement du mouvement ascensionnel.

Pompe Lemaire. — Sous ce nom, on désigne une noria (*fig.* 21 à 24) dans

laquelle les godets sont articulés par leur base à la chaîne sans fin qui les porte. Chaque maillon porte un axe spécial qui passe dans deux oreilles, faisant corps avec le godet, et placées au-dessous de lui, comme le montre la figure 24. Pendant la

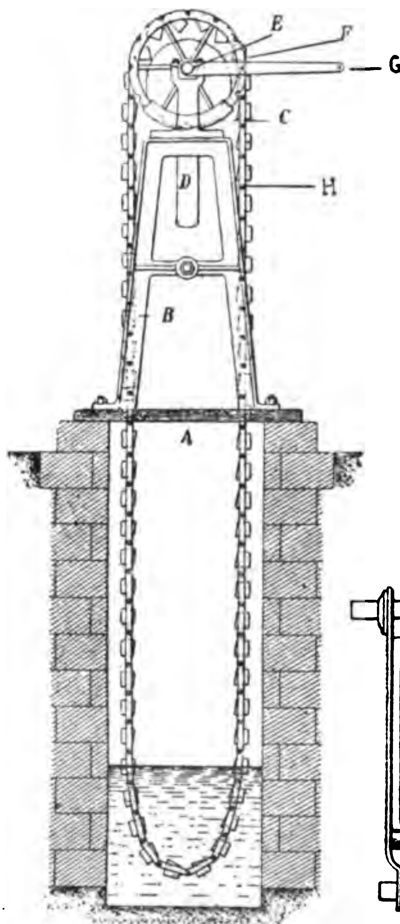


Fig. 21.



Fig. 22.

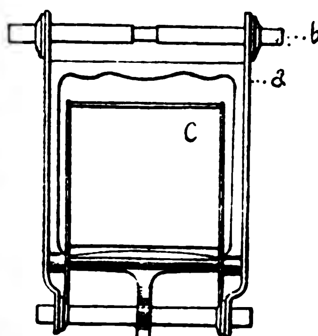


Fig. 23.

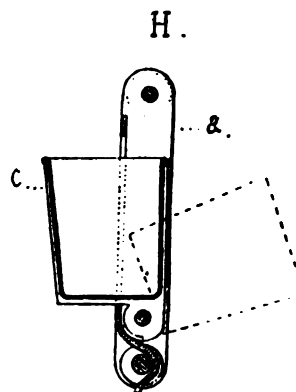


Fig. 24.

montée, le poids de l'eau tend à ramener ces godets en dehors de la chaîne, et les fait ainsi appuyer par un butoir disposé à cet effet sur l'axe qui réunit le maillon au maillon suivant.

Le godet est facilement démontable, comme d'ailleurs dans la plupart des norias.

Vis d'Archimède. — La vis d'Archimède (*fig.* 25) se compose essentiellement d'un noyau et d'une enveloppe cylindriques et concentriques, entre lesquels sont enroulées une, deux ou trois surfaces hélicoïdales du même pas. Les tangentes aux hélices forment, avec le plan perpendiculaire à l'axe des cylindres, un angle de 60°, et la vis elle-même est inclinée sur l'horizontale d'environ 45 0/0.

Pour en mieux comprendre le fonctionnement, réduisons la vis à un tube ST enroulé suivant une hélice (*fig.* 26). Si on le fait tourner dans le sens de la flèche

autour de l'axe XY, l'extrémité S, en plongeant dans l'eau, va s'emplir, et son contenu, en vertu de la gravité, va descendre en A. Considérons une molécule de liquide *m* située en A. Continuons la rotation ; A décrit un arc de cercle et s'élève par

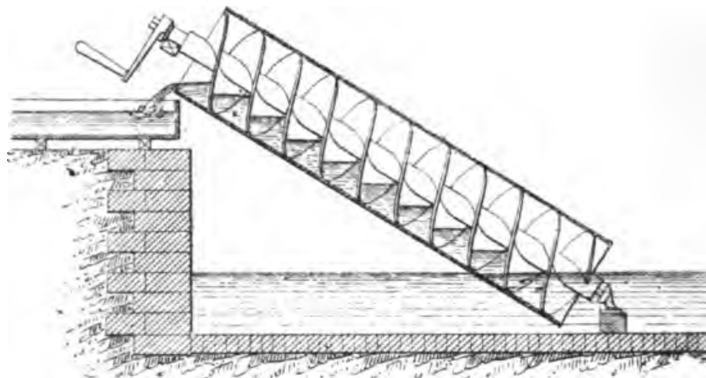


Fig. 25.

rapport au niveau, tandis qu'une autre partie de l'hélice située vers Y s'abaisse. Il s'ensuit que la molécule *m* étant sollicitée seulement par son poids va descendre dans la partie qui s'est abaissée, et la résultante de son mouvement sera un déplacement parallèle à XY.

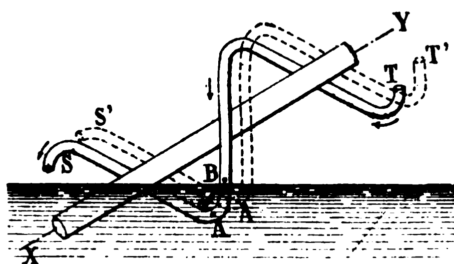


Fig. 26.

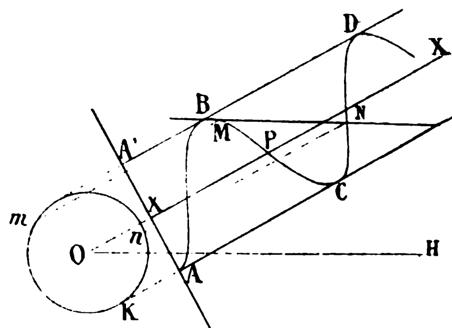


Fig. 27.

D'après cela, il est facile de comprendre que la partie basse de chaque spire seulement contiendra de l'eau, tandis que la partie supérieure contiendra de l'air. La partie contenant de l'eau est l'arc hydrophore. Le plan tangent horizontal, mené par le point le plus haut B d'une spire (*fig.* 27), rencontre cette même spire en un deuxième point N, qui détermine la projection BCN de l'arc hydrophore, dont il est facile de calculer la longueur; cette longueur est fonction de l'inclinaison de la vis sur le plan horizontal et de celle de l'hélice, par rapport à l'axe du cylindre. La longueur de l'arc hydrophore est nulle quand le plan horizontal en question coupe l'axe de la vis suivant l'angle que la tangente à l'hélice fait avec un plan perpendiculaire à ce même axe.

Cet appareil convient très bien aux faibles élévations; il a, en outre, l'avantage de s'installer facilement. D'après Gauthey et Lemandé, un homme travaillant avec

cette machine peut élever 110.000 litres d'eau à 1 mètre de hauteur en huit heures, ce qui correspond à un rendement de 0^{m},64, qui, d'après le général Morin, peut encore être augmenté.

Vis d'Archimède de M. Letellier. — Dans le but de régulariser l'entrée d'air dans la vis et de rendre ainsi son débit plus uniforme, M. Letellier a apporté à la vis d'Archimède une série de modifications que nous allons exposer.

Le noyau (*fig.* 28) est beaucoup plus gros par rapport à la longueur, et il n'y a qu'une surface hélicoïdale, par conséquent qu'un seul canal qui vient se terminer à sa partie supérieure, au centre du noyau, dans le tuyau de refoulement. Ce canal a une plus grande section à la partie inférieure; aussi, à mesure que l'eau et l'air montent, le volume admis à chaque tour étant le même, et l'eau étant presque incompressible par rapport à l'air, le volume ne change pas, mais celui de l'air diminue jusqu'à ce qu'il arrive à la partie supérieure, où, sa charge devenant plus faible, il se détend, en expulsant le peu d'eau qu'il a au-dessus de lui avec une certaine puissance.

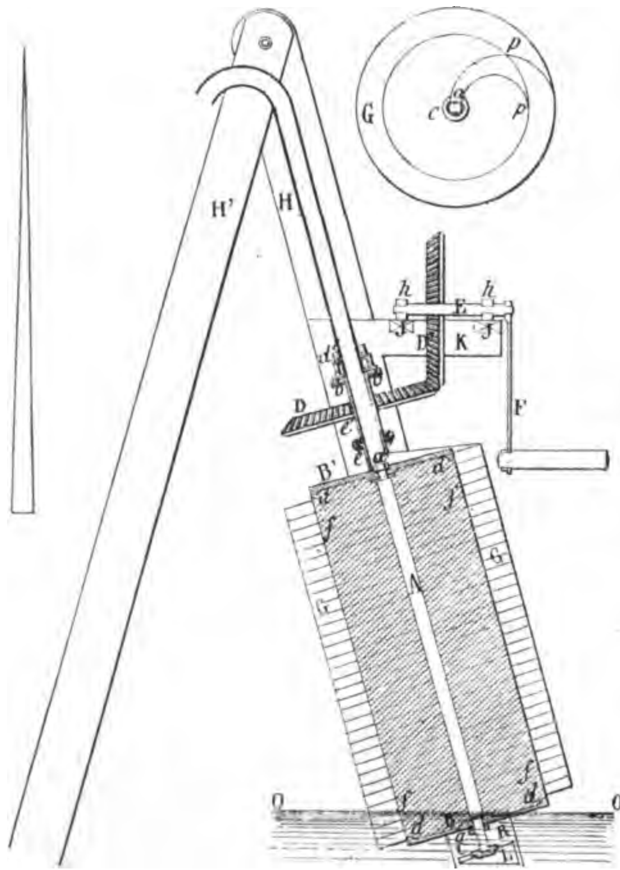


Fig. 28.

Cette vis a donc l'avantage de pouvoir élever l'eau plus haut que la vis d'Archimède ordinaire, pour deux raisons : 1° parce qu'on peut l'installer de façon que son axe fasse 70° à 75° avec l'horizontale au lieu de 40° à 45°; 2° parce que l'eau en sort avec une certaine vitesse dirigée de bas en haut.

La figure 28 montre clairement sa disposition. Le mouvement de rotation imprimé par un homme à la manivelle F est transmis par roues d'angle D' et D au tuyau *e* situé dans l'axe de la vis, fixé, d'une part, à la partie supérieure du noyau, et communiquant, d'autre part, avec le tube de refoulement par un joint *oo*, avec presse-étoupe.

Roues élévatoires. — Les roues élévatoires peuvent être avantageusement

employées lorsqu'il s'agit d'élever l'eau en assez grande quantité, mais à une faible

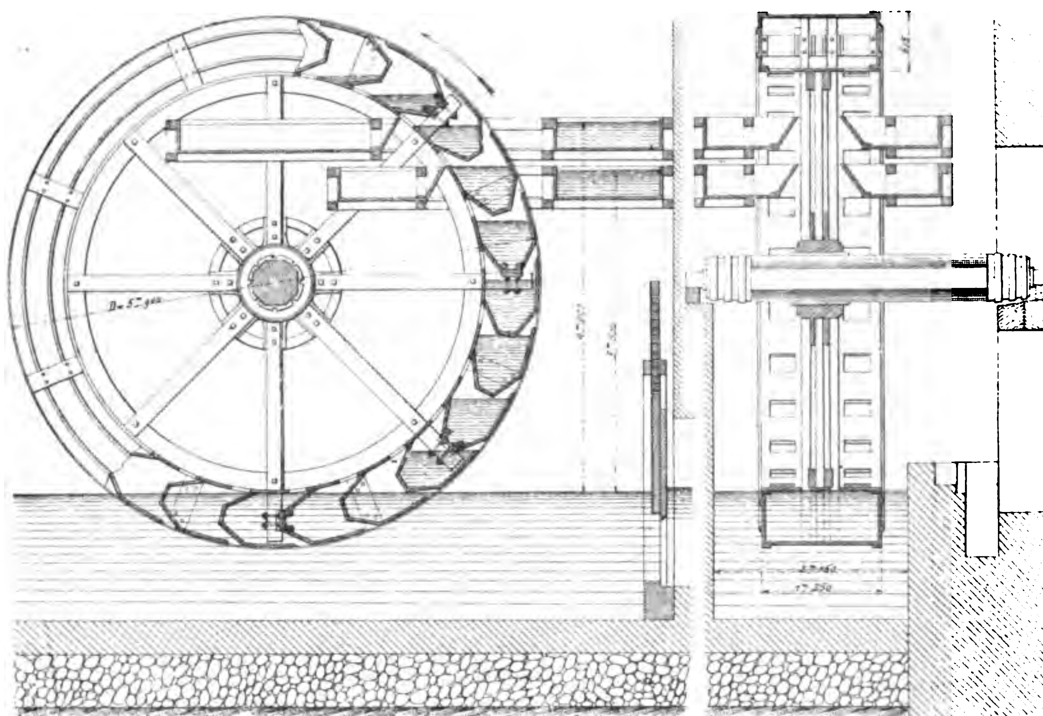
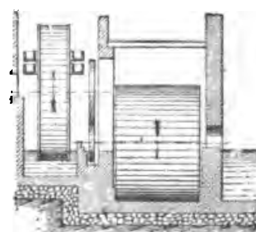
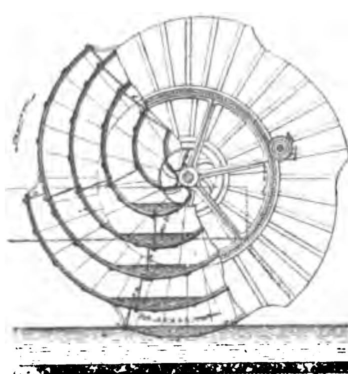


Fig. 29.





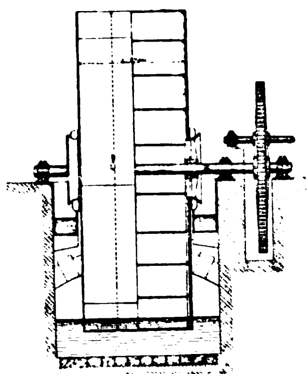


Fig. 30.

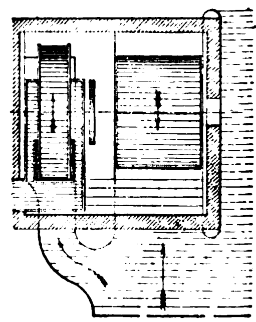


Fig. 30 *bis*.

hauteur, par exemple pour l'irrigation des prairies. Elles peuvent être commandées par une roue hydraulique motrice au moyen d'un engrenage retardataire.

Les principaux types de roues élévatoires sont les roues à augets (*fig.* 29) et les roues à tympan (*fig.* 30). Leur fonctionnement et leur installation se voient aisément sur les figures.

Avec une roue à tympan du genre de celle de la figure 30, on peut élever 500 litres par seconde à 3 mètres de hauteur avec un travail utile de 20 chevaux en eau montée.

Le rendement en volume de ces appareils est de 0,40 à 0,50, et le rendement en travail de 0,60 à 0,65.

CHAPITRE II

POMPES A MOUVEMENT ALTERNATIF

I

GÉNÉRALITÉS

Avant de passer en revue les types les plus intéressants de pompes à mouvement rectiligne alternatif, il n'est peut-être pas sans intérêt de rappeler quelques principes théoriques qui permettront de juger et de comparer plus aisément les types ci-après décrits.

Aspiration-amorçage. — Quelle que soit la disposition de la pompe, l'organe d'aspiration peut seulement faire le vide aussi complètement que possible dans le tuyau d'aspiration.

Il faut d'abord que l'eau monte dans le tuyau; il faut ensuite que sa vitesse soit assez grande pour qu'elle puisse suivre le piston.

Appelons :

H_0, la hauteur du liquide à pomper faisant équilibre à la pression atmosphérique;
h, la hauteur d'aspiration.

Dans une pompe idéale, à fonctionnement parfait, la charge qui déterminerait l'ascension de l'eau serait $H_0 - h$, et la vitesse d'ascension $U = \sqrt{2g(H_0 - h)}$ ou $U = 4{,}4\sqrt{H_0 - h}$. Ces valeurs sont notablement supérieures à celles de la pratique, car il faut tenir compte du vide, qui n'est jamais absolu, des frottements dans les conduites, de l'abaissement possible de la nappe d'eau, etc., etc.; il faut donc se garder des trop grandes hauteurs d'aspiration, qui ont pour conséquence immédiate d'entraîner une réduction de la vitesse de la pompe.

Appelons maintenant :

V, le volume engendré par le piston;
ε, l'espace mort compris entre le piston, le corps de pompe et les soupapes d'aspiration ;
x, la hauteur à laquelle se trouve l'eau après quelques cylindrées d'air évacué;
h' (*fig.* 31), la hauteur de refoulement à partir des soupapes d'aspiration.

Lorsque le piston est en haut de sa course et sur le point de redescendre, on a un volume d'air $(V + \varepsilon)$ à la pression $H_0 - x$.

Lorsque le piston est en bas de sa course, on a un volume d'air ε à la pression :

$$H_0 - x) \left(\frac{V + \varepsilon}{\varepsilon}\right).$$

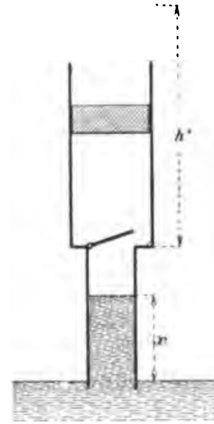


FIG. 31.

Il faut, pour que la pompe s'amorce, que l'air puisse s'évacuer, c'est-à-dire que l'on ait :

$$(H_0 - x) \frac{V + \varepsilon}{\varepsilon} > H_0 + h' ;$$

la plus grande valeur de x est la hauteur même d'aspiration, et l'on voit qu'elle est limitée par la relation :

$$h \leq H_0 \frac{V}{V + \varepsilon} - h' \frac{\varepsilon}{V + \varepsilon}.$$

Le second terme de l'inégalité est généralement faible, car ε est une toute petite fraction de V ; pourtant, dans certains cas, comme par exemple l'élévation des liquides corrosifs, on est amené à donner à l'espace mort une valeur très appréciable et à l'utiliser pour soustraire le piston à l'action directe du liquide.

C'est justement parce que la hauteur d'aspiration est théoriquement et pratiquement limitée que, lorsqu'on installe une pompe sur un forage, il faut éviter de prendre un modèle trop puissant, qui amènerait un abaissement de la nappe d'eau et, par suite, une augmentation de la hauteur d'aspiration, et serait rapidement rendu inutilisable.

En résumé, les conséquences des grandes hauteurs d'aspiration sont une réduction de la vitesse de la pompe et, par conséquent, de son débit, une exagération de l'influence de l'usure des divers organes de l'aspiration, des chances d'insuccès lors de l'amorçage, etc.

Il n'y a donc pas d'intérêt à avoir de grandes hauteurs d'aspiration.

Travail moteur à fournir au piston. — La vitesse de la machine étant supposée constante, il n'en est pas de même de celle du piston.

Les efforts moteurs nécessaires pour élever ou abaisser le piston varient avec le type de pompe adopté.

I. — Étudions d'abord le cas d'une *pompe aspirante élévatoire*.

Soient :

P', le poids de la tige et de l'attirail, en tenant compte de la poussée de bas en haut exercée par le liquide;

Ω, la section du piston;

h, la hauteur d'élévation de l'eau;

p, son poids spécifique;

ω, la vitesse uniforme de rotation de la machine;

$2c$, la course du piston, double de la longueur de la manivelle

Pour une position quelconque du piston (*fig.* 32), on a :

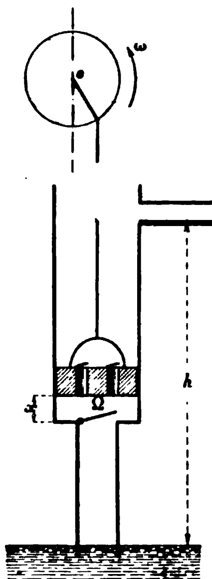


FIG. 32.

$$x = c\,(1 - \cos \omega t),$$

d'où :

$$dx = \omega c \,.\, \sin \omega t \,.\, dt,$$

et la vitesse du piston, à un instant quelconque, est donnée par $\omega c \,.\, \sin \omega t$.

Ceci posé, le travail moteur nécessaire à la montée du piston doit suffire à entraîner la tige et l'attirail (soit $P'dx$), à vaincre les diverses résistances passives, frottements, pertes de force vive..., qui, comme on sait, sont proportionnelles au carré de la vitesse à l'instant considéré (soit kv^2dx), enfin à effectuer le travail utile contre-balançant la différence de pressions au-dessus et au-dessous du piston; cette différence peut être considérée comme égale à $p\Omega h$, quelle que soit la position du piston.

Le travail élémentaire est donc :

$$p\Omega h \,.\, dx;$$

d'où enfin :

$$d\mathfrak{T}_m = P'dx + kv^2dx + p\Omega h \,.\, dx.$$

Reste à évaluer v^2 :

$$v^2 = \omega^2c^2 \sin^2 \omega t = \omega^2c^2\,(1 - \cos^2 \omega t) = \omega^2\,(2c - x)\,x.$$

Si on remarque enfin que l'intégration doit se faire de $x = 0$ à $x = 2c$, on aura, pour valeur du travail moteur de montée,

$$\mathfrak{T}_m = \int_0^{2c} (P' + p\Omega h)\,dx + k\omega^2 x\,(c - x)\,dx,$$

ou, si on admet la constance de P′ (pour plus de simplicité), on a :

$$(1) \qquad \mathfrak{T}_m = 2P'c + 2p\Omega hc + \frac{4}{3}\,k\omega^2c^3.$$

A la descente, le travail moteur nécessaire (fourni d'ailleurs par le poids des tiges) doit vaincre seulement les résistances passives et faire passer au travers du piston, par la soupape d'orifice σ, le liquide qui se trouve dans le corps de pompe.

La vitesse du liquide au travers de l'orifice sera $\frac{v\Omega}{\sigma}$; le travail moteur élémentaire sera donc :

$$d\mathfrak{T}_d = \frac{1}{2}\,\frac{pv\Omega}{\sigma} \cdot \left(\frac{v\Omega}{\sigma}\right)^2 dt + k'v^2dx - P'dx,$$

ou, en remplaçant v par sa valeur vdt par dx, et intégrant dans les limites voulues, on a :

$$(2) \qquad \mathfrak{T}_d = \frac{4}{3}\,\frac{p}{2g}\,\frac{\Omega^3}{\sigma^3}\,\omega^2c^3 + \frac{4}{3}\,k'\omega^2c^3 - 2P'c\,;$$

Le travail moteur total sera donc, pour une allée et venue du piston :

$$(3) \qquad \mathcal{T} = 2p\Omega hc + \frac{4}{3}(k + k')\omega^2c^3 + \frac{4}{3}\frac{p}{2g}\frac{\Omega^3}{\sigma^3}\omega^2c^3,$$

et, comme le travail utile se réduit à $2p\Omega hc$, on voit que le rendement sera d'autant meilleur que $(k + k')$ sera plus petit et σ plus grand.

C'est-à-dire qu'il faut que l'eau ait un mouvement aussi régulier que possible, que les conduites soient aussi larges, aussi courtes, aussi peu contournées que possible, qu'enfin les garnitures du piston soient bien faites et les soupapes de celui-ci aussi larges que possible.

II. — Étudions maintenant les cas d'une *pompe aspirante et foulante* (*fig.* 33).

Conservant les mêmes notations que tout à l'heure, on a pour travail moteur à la montée :

$$\mathcal{T}_m = \int_0^{2c} P'dx + p\Omega(l + x)\,dx + kv^2dx,$$

ou

$$(1) \qquad \mathcal{T}_m = 2P'c + 2p\Omega c(l + c) + \frac{4}{3}k\omega^2c^3.$$

A la descente, le piston plein doit refouler le liquide dans la colonne d'ascension ; on a :

$$d\mathcal{T}_d = p\Omega(h - l - x)\,dx + k'v^2dx - P'dx$$

ou

$$(2) \quad \mathcal{T}_d = 2p\Omega c(h - l - c) + \frac{4}{3}k'\omega^2c^3 - 2P'c.$$

Fig. 33.

Le travail moteur total sera donc :

$$(3) \qquad \mathcal{T} = 2p\Omega hc + \frac{4}{3}(k + k')\omega^2c^3.$$

Influence de l'inertie. — Soient :

P_1, le poids du piston, de sa tige et de l'attirail qu'il comporte ;
Γ, son accélération à un instant quelconque ;
p et γ, le poids et l'accélération de la colonne liquide en mouvement.

A chaque instant, la résistance due à l'inertie sera de la forme $\frac{P'}{g}P = \frac{p}{g}\gamma$, et elle sera positive ou négative suivant les signes de Γ et γ.

Nous sommes donc conduits à étudier le mouvement du piston, puis celui des masses d'eau en jeu.

1° Mouvement du piston. — Si l'on désigne par ω la vitesse angulaire constante de la manivelle, et par n le nombre de tours de la manivelle par minute, on aura :

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = 0{,}1047n.$$

Si l'on admet, en outre, que la bielle est assez longue pour qu'on puisse négliger son obliquité, le mouvement du piston sera le même que celui de la projection du bouton de la manivelle sur la tige du piston.

Si r est la longueur de la manivelle (1/2 course du piston), l'accélération centrifuge du bouton de manivelle sera $\omega^2 r$, et l'accélération tangentielle sera nulle.

Donc enfin l'accélération du mouvement du piston sera, à chaque instant, donnée par :

(A) $$\Gamma = \omega^2 r \cos \omega t.$$

Il sera facile, en évaluant t comme fraction du temps nécessaire pour décrire un angle de 180°, d'avoir les valeurs angulaires ωt et d'en déduire Γ.

2° Mouvement de l'eau. — Ce mouvement dépend de la forme et de la longueur des conduites et des soupapes, ainsi que du mouvement du piston lui-même.

Soient :

Ω et Ω', les sections du piston et du tuyau d'aspiration,

v_t et v'_t, les vitesses, à l'instant t, du piston et de l'eau ; on doit avoir :

$$\Omega v_t = \Omega' v'_t ;$$

d'où

$$\Omega \frac{dv_t}{dt} = \Omega' \frac{dv'_t}{dt}.$$

On en conclut que l'accélération de l'eau dans les conduites d'aspiration est donnée par :

(B) $$\gamma_1 = \omega^2 r . \frac{\Omega}{\Omega'} \cos \omega t.$$

Du côté du refoulement, le raisonnement est le même, de sorte que, si l'on désigne par Ω'' la section de la conduite de refoulement, l'on a, pour l'accélération de l'eau dans cette conduite :

(C) $$\gamma_1 = \omega^2 r . \frac{\Omega}{\Omega''} \cos \omega t.$$

Le mouvement du piston étant varié, il en sera nécessairement de même pour celui de l'eau, et il semble, par suite, que les effets de l'inertie ne se peuvent restreindre que par une diminution notable de la vitesse ω.

Si pourtant on arrivait, par un procédé quelconque, à rendre sensiblement constante la vitesse de l'eau, l'accélération et les effets de l'inertie tendraient à s'annuler : c'est là le rôle très important des réservoirs d'air, dont nous allons dire quelques mots.

Réservoir d'air. — L'action régulatrice du réservoir d'air est facile à comprendre : l'air, en se comprimant, lorsque la force vive de l'eau en mouvement devient trop grande, absorbe une partie de cette force vive : il la restitue, en se détendant, lorsque au contraire le mouvement de l'eau tend à se ralentir outre mesure. C'est, en somme, un volant auquel on ne peut demander de rendre absolument uniforme le mouvement de l'eau, mais qui peut être étudié de manière que le débit et la pression du liquide varient dans des limites très rapprochées.

Placé sur l'aspiration, le réservoir d'air entraîne une diminution de la hauteur d'aspiration (car on ne peut plus faire le vide absolu) ; mais le fonctionnement a lieu sans chocs et plus avantageusement.

Placé sur le refoulement, le réservoir d'air régularise le débit, éteint les chocs et maintient dans des limites convenables les pressions du liquide à chaque instant.

Les dimensions des réservoirs d'air dépendent naturellement du type de pompe adopté.

Soit (*fig.* 34) 1-1 le niveau inférieur de l'eau dans le réservoir d'air, niveau correspondant à la fin de la période de réaction de l'air lorsque, la vitesse du piston s'étant ralentie, le débit tendait à trop diminuer.

Soit 2-2 le niveau supérieur de l'eau dans le réservoir, niveau correspondant à la fin de la période de compression de l'air lorsque, la vitesse du piston s'étant accrue et le débit devenant trop fort, le réservoir a dû emmagasiner une partie du liquide.

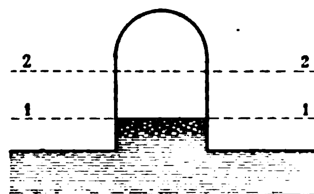


Fig. 34.

Soient v_1, p_1 et v_2, p_2, les volumes et pressions de l'air remplissant le réservoir dans l'un et l'autre des deux cas précédents.

Cherchons le volume d'air v, à la pression p, qui doit remplir le réservoir pour que la différence des pressions p_2 et p_1 soit fixée à une certaine fraction λ de la pression moyenne, par exemple :

$$(1) \qquad p_2 - p_1 = \lambda p,$$

Le volume d'eau emmagasiné par le réservoir est une certaine fraction μ du débit Q, fraction qui dépend de la nature même de la pompe et de son fonctionnement ; soit :

$$(2) \qquad v_1 - v_2 = \mu Q.$$

Si on remarque qu'on a, de plus (v et p étant des moyennes),

$$(1') \qquad p_1 + p_2 = 2p$$
$$(2') \qquad v_1 + v_2 = 2v$$

et que la loi de Mariotte justifie l'égalité des rapports :

$$\frac{p_2 - p_1}{p_2 + p_1} = \frac{v_1 - v_2}{v_2 + v_1} \qquad \text{ou} \qquad \frac{\lambda p}{2p} = \frac{\mu Q}{2v},$$

on a, en définitive,

$$(3) \qquad \lambda v = \mu Q.$$

Or λ varie généralement de $\frac{1}{50}$ à $\frac{1}{100}$, maintenant ainsi les pressions extrêmes dans le voisinage de la pression moyenne avec une tolérance maxima de $\frac{1}{50}$ à $\frac{1}{100}$; Q, débit de la pompe, est bien connu ; il ne manque, pour déterminer v, que la connaissance de μ, qui dépend essentiellement de la nature de la pompe.

Cherchons à calculer les valeurs de μ dans quelques-uns des cas les plus fréquents en nous fixant un débit Q à obtenir par tour de manivelle, quel que soit le

cas considéré, en admettant que cette manivelle soit animée d'une vitesse constante, et en appelant θ l'angle qu'elle fait avec la verticale, cet angle étant compté positivement dans le sens déjà adopté précédemment.

1° POMPE A SIMPLE EFFET. — Elle donnera le débit Q pour un demi-tour de manivelle ; à chaque instant le débit élémentaire sera donné par $\frac{Q}{2}\sin\theta d\theta$, et on aura :

$$Q = \frac{Q}{2}\int_0^{\pi}\sin\theta d\theta.$$

Il suffit donc, pour représenter graphiquement l'allure de la pompe — quant au débit — de porter en abscisses les valeurs de θ de 0 à 2π, et en ordonnées les débits. Nous adopterons une échelle que nous conserverons dans tous les cas suivants.

La sinusoïde (*fig.* 35) et l'axe déterminent l'aire représentative du débit total.

Si la vitesse de l'eau était uniforme, le débit devrait être représenté par un rectangle de hauteur $\frac{Q}{2\pi}$.

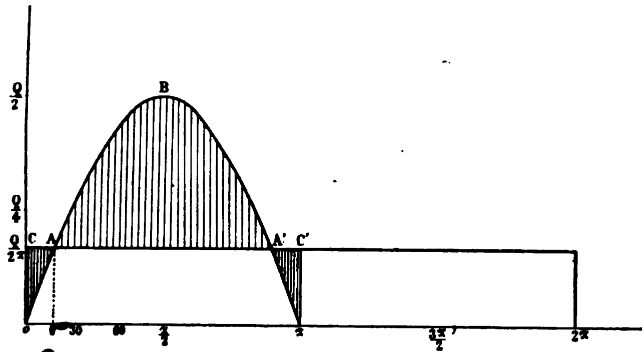


FIG. 35.

Le réservoir d'air devra pouvoir emmagasiner la quantité d'eau représentée par la somme des aires hachées sur la figure 35 ; soit q cette somme, on aura $q = \mu Q$, d'où $\mu = \frac{q}{Q}$.

Évaluons q ; il est donné par la formule

$$q = 2\int_0^{\theta_1}\frac{Q}{2}\left(\frac{1}{\pi} - \sin\theta\right)d\theta + \int_{\theta_1}^{\pi-\theta_1}\frac{Q}{2}\left(\sin\theta - \frac{1}{\pi}\right)d\theta,$$

et θ est défini par l'équation :

$$\sin\theta_1 = \frac{1}{\pi}, \qquad \text{d'où} \qquad \theta_1 = 18°34'.$$

Si l'on effectue l'intégration, on trouve en définitive

$$\mu = \left(\cos\theta_1 + \frac{\theta_1}{\pi} - 1\right) + \left(\cos\theta_1 + \frac{\theta_1}{\pi} - \frac{1}{2}\right)$$

ou

$$\mu = 2 \cos \theta_1 + 2 \frac{\theta_1}{\pi} - \frac{3}{2},$$

soit environ $\mu = 0{,}60$.

2° Pompes a double effet. — Le débit est ici assuré par un tour complet de la manivelle, les dimensions du piston et sa course doivent être réduites, et le graphique représentatif (*fig.* 36) comporte deux sinusoïdes dont la flèche n'est plus que $\frac{Q}{4}$. On a, en somme :

$$Q = 2 \int_0^{\pi} \frac{Q}{4} \sin \theta d\theta.$$

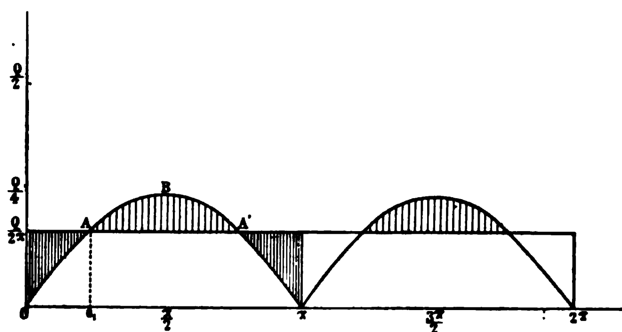


Fig. 36.

Le raisonnement est exactement le même que tout à l'heure, et je n'y reviendrai pas ; on a :

$$q' = \mu \frac{Q}{2},$$

avec

$$q' = 2 \int_0^{\theta_1} \frac{Q}{4} \left(\frac{2}{\pi} - \sin \theta \right) d\theta + \int_{\theta_1}^{\pi - \theta_1} \frac{Q}{4} \left(\sin \theta - \frac{2}{\pi} \right) d\theta.$$

Ici, θ_1 est donné par l'équation :

$$\sin \theta_1 = \frac{2}{\pi}, \qquad \text{d'où} \qquad \theta_1 = 39^\circ 33',$$

et, si on effectue l'intégration, on trouve :

$$\mu = \left(\cos \theta_1 + \frac{2\theta_1}{\pi} - 1 \right) + \left(\cos \theta_1 + \frac{2\theta_1}{\pi} - 1 \right)$$
$$\mu = 2 \cos \theta_1 + \frac{4\theta_1}{\pi} - 2,$$

soit $\mu = 0{,}42$ environ.

3° Deux pompes a simple effet accouplées a 180°. — Chacune d'elles devra

pouvoir assurer le débit $\frac{Q}{2}$ en un demi-tour de manivelle. L'ensemble fonctionnera comme la pompe à double effet précédemment étudiée.

4° Deux pompes a double effet accouplées a 90°. — Chacunes d'elles devra assurer le débit $\frac{Q}{4}$ pour un demi-tour de manivelle ; la flèche des sinusoïdes représentatives sera de seulement $\frac{Q}{8}$.

Les débits élémentaires seront, à un instant donné :

$$\frac{Q}{8} \sin \theta d\theta \qquad \text{et} \qquad \frac{Q}{8} \sin\left(\frac{\pi}{2} + \theta\right) d\theta.$$

Le débit élémentaire total est donc donné par leur somme, et l'on devra considérer quatre périodes identiques, pendant lesquelles les manivelles décriront un quart de circonférence. Le débit total sera :

$$Q = 4 \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{Q}{8} \sqrt{2} \, . \sin\left(\frac{\pi}{4} + \theta\right) d\theta.$$

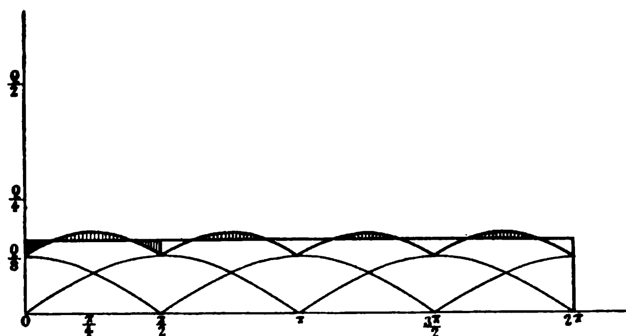


Fig. 37.

Le graphique figure 37 montre la succession des arcs de sinusoïde qui donnent à chaque instant le débit total. Comme le rectangle équivalent correspondant à la vitesse uniforme de l'eau est toujours le même, nous aurons, en raisonnant comme précédemment :

$$q'' = \mu \frac{Q}{4},$$

avec

$$q'' = 2 \int_{0'}^{\theta_1} \frac{Q}{8} \left[\frac{4}{\pi} - \sqrt{2} \sin\left(\frac{\pi}{4} + \theta_1\right)\right] \theta d\theta + \int_{\theta_1}^{\frac{\pi}{2} - \theta_1} \frac{Q}{8} \left[\sqrt{2} \sin\left(\frac{\pi}{4} + \theta_1\right) - \frac{4}{\pi}\right] d\theta,$$

θ_1 étant donné par l'équation :

$$\sin\left(\frac{\pi}{4} + \theta_1\right) = \frac{4}{\sqrt{2}\pi} \qquad \text{d'où} \qquad \theta_1 = 19°10' ;$$

et, en effectuant les intégrations, on trouve :

$$\mu = 2\sqrt{2}\cos\left(\frac{\pi}{4} + \theta_1\right) + \frac{8\theta_1}{\pi} - 2,$$

soit

$$\mu = 0{,}08 \text{ environ.}$$

3° Trois pompes a double effet accouplées a 120°. — Chacune d'elles devra assurer un débit $\frac{Q}{6}$ pendant un demi-tour de manivelle, la flèche des sinusoïdes serait $\frac{Q}{12}$.

Les débits élémentaires, choisis de manière à être tous positifs — ce qui existe en réalité — sont, à un instant donné :

$$\frac{Q}{12}\sin\theta d\theta, \qquad \frac{Q}{12}\sin(120+\theta)\,d\theta, \qquad \frac{Q}{12}\sin(60+\theta)\,d\theta.$$

On devra donc considérer six périodes identiques, et le débit total sera donné par :

$$Q = 6\int_0^{60}\frac{Q}{12}\,[\sin\theta + \sin(120+\theta) + \sin(60+\theta)]\,d\theta,$$

ou, en sommant les sinus,

$$Q = 6\int_0^{60}\frac{Q}{6}\sin(60+\theta)\,d\theta.$$

Je n'ai pas tracé le graphique, analogue au précédent, avec six arcs de sinusoïde au lieu de quatre.

Nous aurons, de même que plus haut,

$$q''' = \mu\frac{Q}{6},$$

avec

$$q'' = 2\int_0^{\theta_1}\frac{Q}{6}\left[\frac{3}{\pi} - \sin(60+\theta)\right]d\theta + \int_{\theta_1}^{60-\theta_1}\frac{Q}{6}\left[\sin(60+\theta) - \frac{3}{\pi}\right]d\theta.$$

θ_1 sera donné par l'équation :

$$\sin(60+\theta_1) = \frac{3}{\pi}, \qquad \text{d'où} \qquad \theta_1 = 12°\,44',$$

et, en effectuant les intégrations, on trouve :

$$\mu = 4\cos(60+\theta_1) + \frac{12\theta_1}{\pi} - 2,$$

soit :

$$\mu = 0{,}04 \text{ environ.}$$

On pourrait étudier par le même procédé tout groupement de pompes à simple ou à double effet.

Passons maintenant en revue quelques-uns des types les plus intéressants parmi les pompes à mouvement alternatif.

II

POMPES A BRAS

1° Pompe de ferme Jacob et Becker (*fig.* 38). — **C'est un appareil robuste, simple, d'un démontage facile. Les soupapes hémisphériques d'aspiration H et de refoulement H′ reposent sur des sièges de caoutchouc armés d'une rondelle métallique. Elles sont maintenues dans leur position normale par des boulets bien visibles sur la figure.**

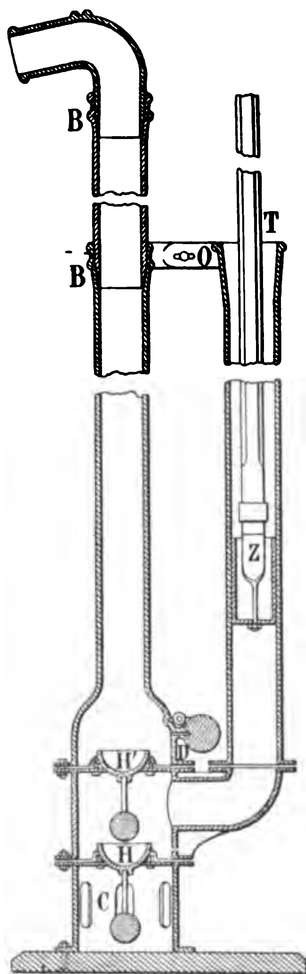


Fig. 38.

La chambre d'admission C ne laisse pénétrer que les corps de dimensions assez restreintes pour pouvoir circuler dans l'appareil sans le détériorer. Le corps de pompe et le tuyau de refoulement sont réunis par deux barres d'attache, dont la liaison est assurée par un boulon O, pouvant se déplacer dans une coulisse commune, de manière à permettre de faire varier l'écartement des deux tuyaux. Le piston plongeur n'a pas de garniture, la tige de pompe T le traverse, et lui est fixée par un simple étrier Z. En D, une soupape, fermée par un poids qu'on peut soulever au moyen d'une corde, permet la vidange de l'appareil. Enfin l'emboîtement B des divers tronçons du tuyau de refoulement est des plus simples : la partie supérieure d'un tronçon est évasée, la partie inférieure de l'autre s'y emboîte ; le joint est constitué par une rondelle de caoutchouc placée dans une gorge.

2° Pompe à double effet Amos et Smith. — Cette pompe se compose, comme le montrent les figures 39 et 40, de deux cylindres, dont l'un est en relation par sa partie inférieure avec le tuyau d'aspiration A, tandis que l'autre communique par sa partie supérieure avec le conduit R de refoulement. En outre, les deux cylindres sont mis en communication par un passage C, qui réunit le haut du premier et le bas du second. Deux pistons P et P′ se meuvent dans ces cylindres; ils sont accouplés sur un bras de bronze claveté sur un arbre LL′ ; il faut remarquer, car c'est là l'intérêt du système, que le volume compris entre les deux pistons est essentiellement variable : minimum dans le cas de la figure, maximum lorsque P′ est

en haut et P en bas. Les soupapes des pistons s'ouvrent toutes deux dans le même sens : de bas en haut, et leur course est limitée par une butée oblique vissée à côté de leur siège.

L'arbre oscillant LL′ traverse la cloison qui sépare les deux cylindres dans une garniture de cuir, et sort du corps de pompe dans des presse-étoupes visibles sur la coupe horizontale.

Le mouvement est communiqué à cet arbre soit par un levier à main F, soit par une manivelle et un engrenage, suivant les dimensions de la pompe et l'usage auquel elle est destinée.

Le mouvement de l'eau est continu, comme on peut le voir en étudiant le fonctionnement de cet appareil : supposons qu'on agisse sur le levier dans le sens de la flèche F, le piston P va descendre pendant que P′ montera. L'ascension de P′ refoule de l'eau. Pendant le mouvement, le volume de l'espace C augmentant, la soupape *s* s'ouvre et C se remplit d'eau. Il en est ainsi jusqu'au moment où les pistons repartent en sens inverse. Alors P aspire une certaine quantité d'eau pendant que, le volume de l'espace C diminuant, l'eau qui le remplit soulève la soupape *s′* et est refoulée au-dessus du piston P′. Grâce à la continuité du mouvement de l'eau toujours dans le même sens, le rendement de l'appareil est bon.

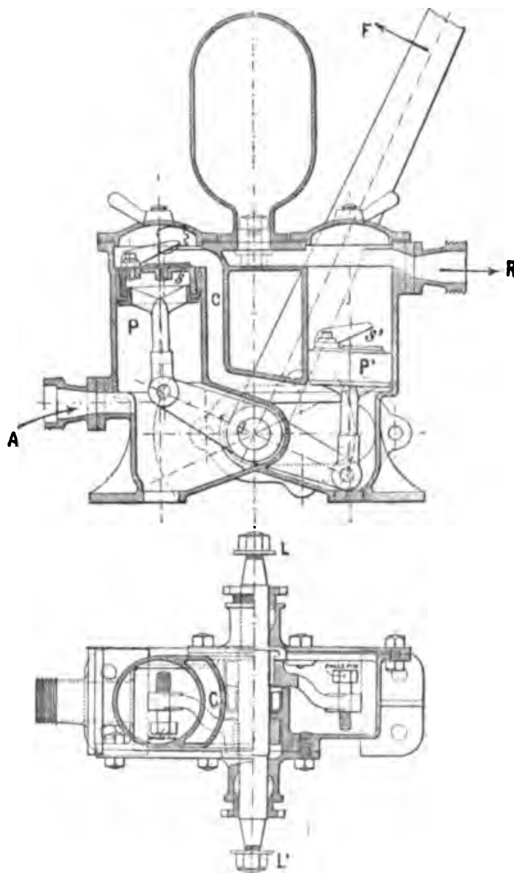


Fig. 39 et 40.

Il est de plus facile, comme on le voit sur la figure 2, d'atteindre et de réparer, le cas échéant, les pistons et leurs soupapes.

3° **Pompe à balancier Czermach** (*fig.* 41). — Cette pompe, construite par la maison Czermach, de Tepliz (Bohême), et dont un modèle figurait à l'Exposition de 1900, se rapproche beaucoup de la précédente.

Elle se compose d'une capacité en fonte comprenant une chambre centrale, deux corps cylindriques horizontaux, dans lesquels se déplacent deux pistons, et deux chambres latérales mises en communication par des clapets, l'une avec l'aspiration, et l'autre avec le refoulement. Chaque chambre latérale est en communication directe et constante avec les corps cylindriques, et elles communiquent de plus librement entre elles au moyen d'un conduit extérieur (*fig.* 41).

Les pistons sont articulés directement, chacun au moyen d'une bielle, aux deux

extrémités d'un balancier qui, dans sa position moyenne, est vertical; ce dernier est de plus claveté sur le même arbre que le levier extérieur par lequel on actionne la pompe.

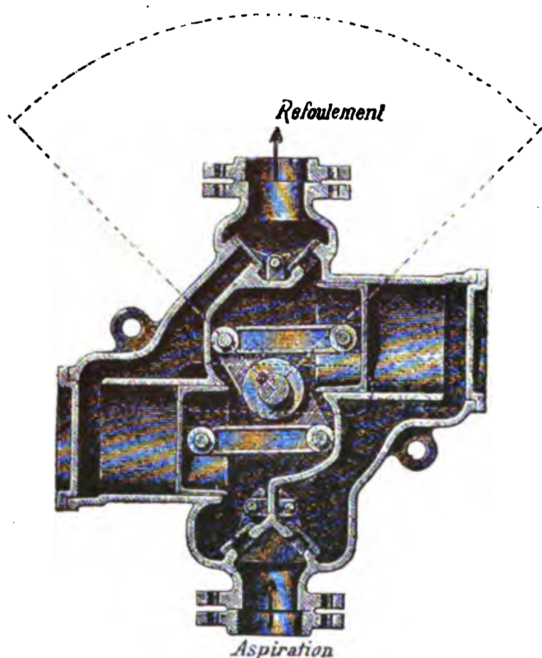


Fig. 41.

Voyons-en le fonctionnement. Supposons la pompe amorcée, et amenons le levier dans sa position extrême à droite; les deux pistons s'écartent, ils font le vide dans la chambre centrale, et le clapet d'aspiration de gauche s'ouvre, tandis que l'eau, refoulée sur la face du piston de droite, a passé par le conduit de communication sur l'arrière du piston de gauche, et a, par conséquent, été refoulée par le passage qu'elle s'est ouvert en soulevant le clapet de refoulement de gauche. Dans la course en sens inverse, le rapprochement des pistons chasse par le clapet de refoulement de droite l'eau contenue dans la chambre centrale, tandis que le vide produit sur l'autre face des pistons provoque l'ouverture du clapet d'aspiration de droite et le remplissage des deux chambres latérales.

Cette pompe, dont on construit des modèles dans lesquels le diamètre des pistons varie depuis 25 jusqu'à 50 millimètres, sert surtout au transvasement des vins.

4° **Pompe Audemar-Guyon.** — Cette pompe, à courant continu, se compose

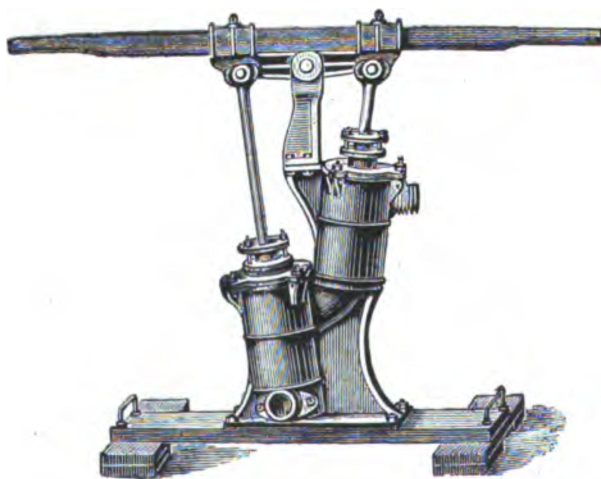


Fig. 42.

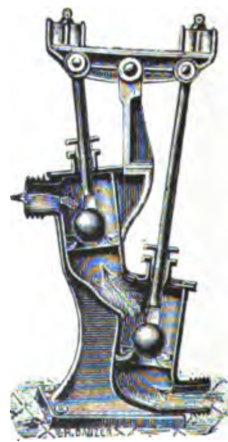


Fig. 43.

(*fig.* 42 et 43) de deux cylindres venus de fonte d'un seul jet, dans lesquels se déplacent deux pistons à boulets. Les pistons sont mus par un même balancier oscillant autour d'un axe intermédiaire ; ils ont donc des mouvements inverses ; grâce à l'obliquité des deux cylindres, il suffit d'un faible jeu à l'attache des tiges sur le balancier pour compenser la flèche de leur déplacement.

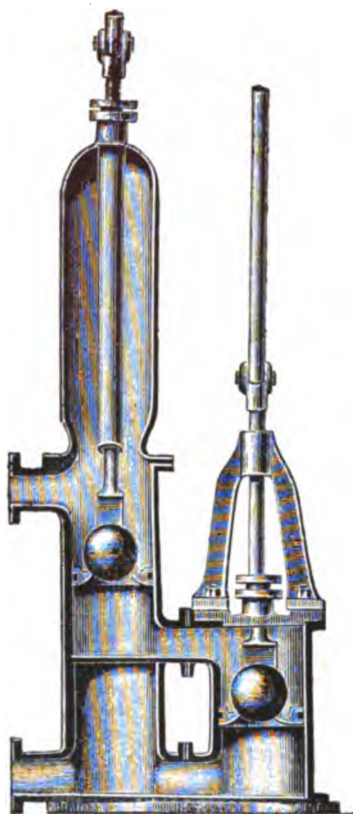


Fig. 44.

Le liquide se déplace toujours dans le même sens au travers de larges orifices ; aussi cet appareil est-il très applicable à l'élévation des liquides épais ou chargés de matières solides. La pompe est très ramassée, peu encombrante, facile à transporter : la manœuvre en peut être faite, suivant les cas, par un ou plusieurs hommes.

Pour les plus grands débits, il a été créé un modèle industriel, dans lequel (*fig.* 44) les deux corps de pompe sont parallèles, la partie supérieure du cylindre de refoulement servant de réservoir d'air. Le principe est exactement le même ; les pistons travaillent — comme ci-dessus — dans des fourreaux en cuivre garnissant les cylindres.

5° **Pompes Ward.** — Ces pompes, construites par MM. Lee, Howl et Cie, sont à simple ou à double effet, avec réservoir d'air intérieur venu de fonte avec le corps de pompe. Les organes de manœuvre sont des leviers du deuxième genre ou des manivelles, ou enfin, pour les plus grandes hauteurs, des engrenages et une manivelle. Le cylindre dans lequel se meut le piston est indépendant du corps de pompe, le piston est plein. Les appareils ont été étudiés de manière à laisser à l'eau un passage aussi grand que possible ; les soupapes sont aisément accessibles.

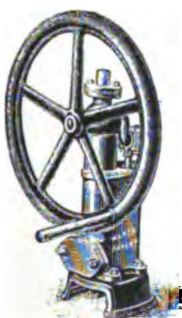


Fig. 45.

Les figures 45 et 46 représentent un type à manivelle, à simple effet et à réservoir d'air.

Les figures 47 et 48 donnent la section d'un modèle à double effet, destiné à être fixé sur une paroi verticale.

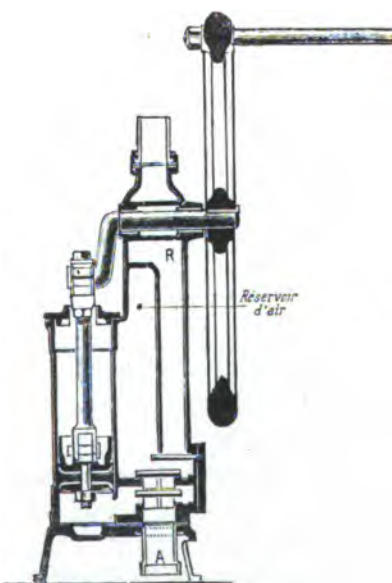


Fig. 46.

Enfin la figure 49 donne l'ensemble d'une pompe Ward à double effet à engrenages pour fortes hauteurs.

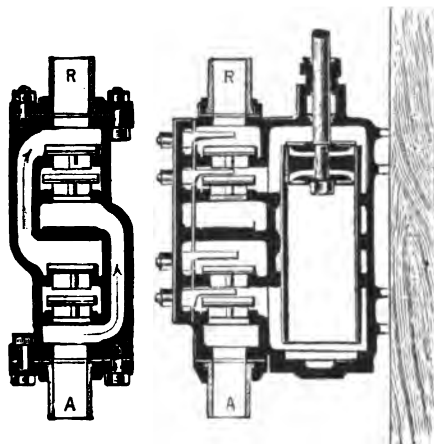


Fig. 47 et 48.

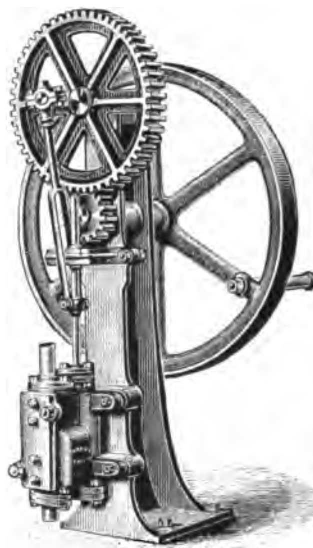


Fig. 49.

Tous ces modèles peuvent être posés sur le sol ou fixés à des parois verticales.

6° **Pompe à manivelle De Rycke.** — Cette pompe, destinée à la marine, et employée à bord d'un assez grand nombre de navires des États-Unis, a été étudiée dans le but de pouvoir envoyer sous forte pression une quantité d'eau assez considérable au moyen d'un appareil robuste et peu encombrant.

Les figures 50 et 51 donnent très clairement la disposition de cette pompe : on voit qu'il y a quatre pistons, deux à deux (B et B') sur la même tige et croisés. Les tiges B et C traversent les pistons qu'elles ne supportent pas, au travers de presse-étoupes qu'on peut aisément visiter. Suivons le fonctionnement de la pompe en partant de la position de la figure.

1° B et C, d'une part, B' et C', d'autre part, se rapprochent : les clapets du piston B et la soupape b_1 s'ouvrent, les clapets du piston C' et la soupape b_2 se ferment. Il y a alors aspiration par b et par A_1b_1, en même temps que refoulement par A_3 et A_6 ;

2° Dans la seconde partie du mouvement, B et C, d'une part, B' et C', d'autre part, s'écartent ; les clapets du piston C' et la soupape b_2 s'ouvrent, les clapets du piston B et la soupape b_1 se ferment. Il y a alors aspiration par A_3 et refoulement par b_2, A_5 et A_6.

Grâce à cette disposition, la variation de l'espace compris entre les pistons est double de la course de ceux-ci, ce qui permet de réduire — à capacité égale — les dimensions de la pompe.

A la vitesse de 20 révolutions par minute, les hommes peuvent très bien assurer le service de cette pompe sans fatigue. Dans certains cas, il est nécessaire d'aug-

menter la vitesse. M. de Rycke a obtenu ce résultat par un accélérateur qu'il a fait

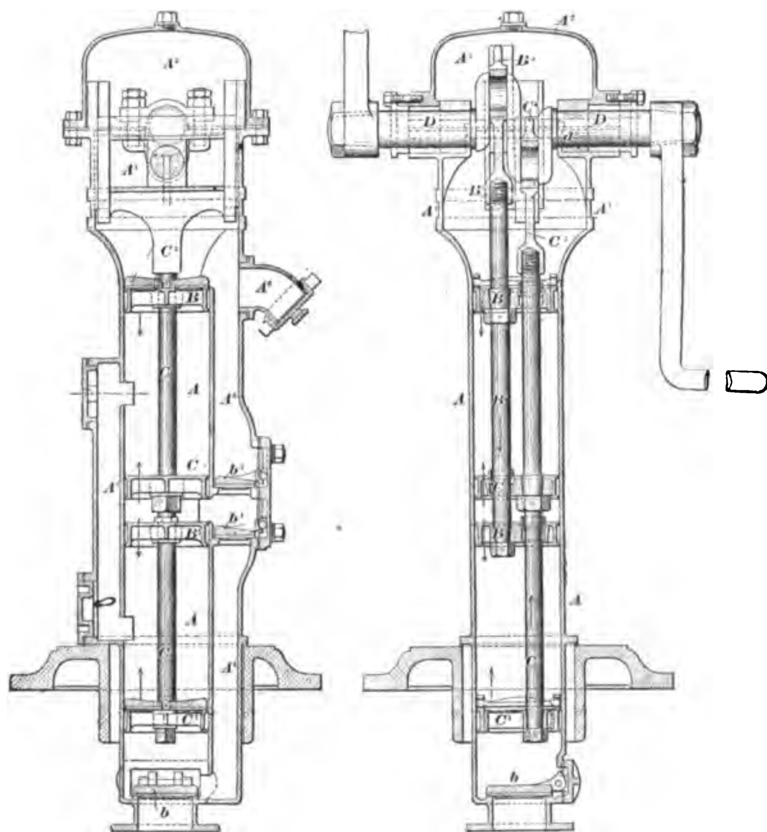


Fig. 50 et 51.

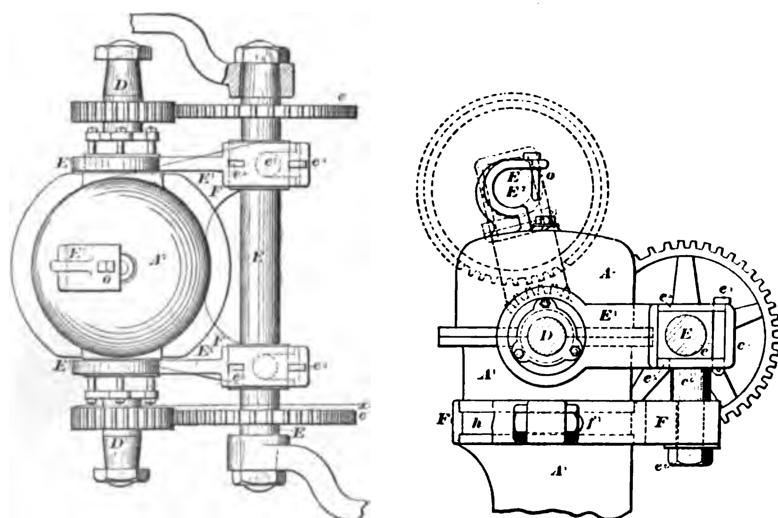


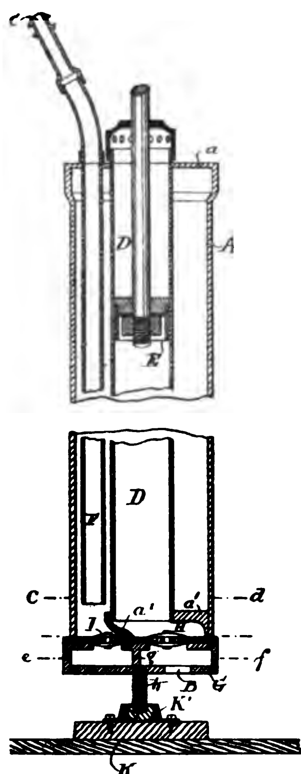
Fig. 52 et 53.

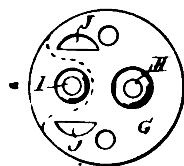
breveter, et que les figures 52 et 53 représentent.

L'arbre D a été tourné à ses extrémités, de manière à pouvoir recevoir des bras E_1 qui, par l'intermédiaire de supports e_2, soutiennent un arbre de transmission E. Deux roues dentées *e*, fixées sur cet arbre, peuvent engrener avec celles de l'arbre D, et il suffit de mettre aux manivelles de cet arbre de transmission E un assez grand nombre d'hommes pour donner à la pompe une vitesse suffisante pour combattre un incendie.

Les deux engrenages sont dans le rapport de 1 à 2. Les roues dentées *e* sont maintenues engrenées au moyen de la clavette e_3. Lorsqu'on veut se servir de la pompe simple, on enlève e_3, on désengrène *e*, on place e_3 dans la coulisse e_3, et on relève tout l'ensemble dans la position indiquée en pointillé sur la figure 53.

7° **Pompe James Watson.** — Cette pompe, si l'on en croit son auteur, peut fonctionner à simple comme à double effet, et pour des débits très variables ; elle peut s'employer comme pompe à incendie. Les figures 54 à 56 sont relatives au type à simple effet. Le coffrage A, en cuivre ou en fonte, repose sur la boîte à clapets G et renferme le corps de pompe D et un tuyau de refoulement F. Le piston E, mû par un procédé quelconque, se déplace dans le corps D. La boîte à clapets G est partagée en deux parties égales par une cloison diamétrale *g'* ; sa paroi inférieure est percée d'un trou B, tandis que la paroi supérieure, qui sert de siège aux deux clapets I et H, comporte deux orifices J, J, destinés à assurer le passage de l'eau dans le refoulement. La cloison a^1a^1 isole le corps de pompe du reste du coffre, tout en permettant la communication par JJ et H avec les deux compartiments de G.





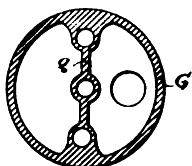


Fig. 54, 55 et 56.

Lorsque le piston E monte, H se lève ; l'eau rentre par B et vient remplir le corps de pompe ; puis, lorsque E redescend, H se ferme, l'eau rentre par JJ dans le second compartiment de G, soulève I et monte dans le refoulement E.

Les pompes du petit modèle ainsi construites sont facilement maniables ; elles sont, de plus, faciles à transporter, puisqu'elles se réduisent à n'être extérieurement qu'un étui cylindrique.

M. Watson a modifié très simplement cette disposition en vue d'obtenir le double effet (*fig.* 57 à 60). Il a ajouté au type précédemment décrit un cylindre auxiliaire L en communication par sa partie supérieure avec le corps de pompe D (*fig.* 58) et deux soupapes accessoires H' et I' sur le fond inférieur creux de la pompe (*fig.* 60). Des cloisons (*fig.* 59) divisent en trois compartiments la partie inférieure de la pompe, et ces compartiments ont les fonc-

tions suivantes : Q met en relation le corps de pompe D, la soupape H_1 et l'orifice J_1 de passage direct ; R met en relation le cylindre auxiliaire L, la soupape H et le passage direct J ; S, enfin, met en communication le coffre A et le tuyau de décharge avec les deux soupapes I, I', d'évacuation.

On voit qu'ainsi le fonctionnement est bien simple. A la montée du piston E, l'eau est aspirée par H_1 et monte dans le corps de pompe D ; mais, pendant ce temps, l'eau qui était au-dessus du piston est refoulée dans L, traverse le passage J, passe en dessous des soupapes I, I', les soulève et passe dans les tuyaux de refoulement.

Inversement, à la descente du piston E, l'eau de L passe par la partie supérieure dans D, la soupape H s'ouvre et l'eau aspirée remplit L. Mais, pendant ce temps, le piston refoule par J' l'eau qui est en dessous de lui, et cette eau, après avoir soulevé les soupapes I, est évacuée.

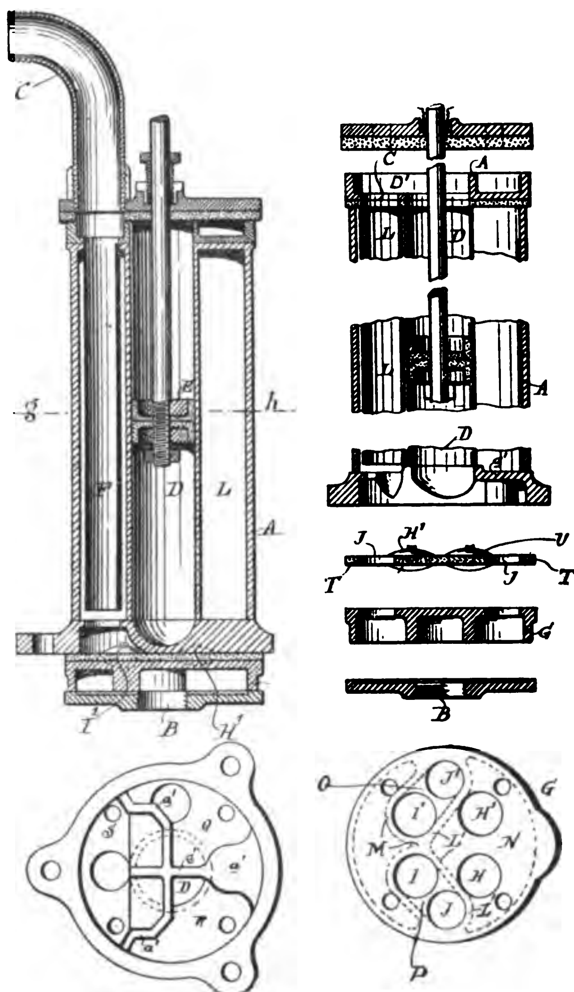


Fig. 57, 58, 59 et 60.

8° Pompe à vins A. Delpeyrou. — Le cuir dont on se sert dans les pompes ordinaires pour garnir les clapets, les pistons et les joints, ne se conserve en bon état pendant les arrêts de l'appareil qu'à la condition d'être fréquemment graissé.

C'est ce graissage particulièrement gênant dans le cas de pompes destinées au pompage des vins que M. Delpeyrou a voulu supprimer en créant la pompe à soufflet et soupapes sphériques représentée figure 61. Le soufflet et les soupapes sont en caoutchouc Para, tous les accessoires sont émaillés ou caoutchoutés.

Le soufflet est constitué par une lentille creuse en caoutchouc d'une seule pièce. Les parois sont lisses et leur épaisseur varie avec le refoulement demandé à l'appareil.

La pompe elle-même a la disposition de la pompe à incendie, et la simple inspection de la figure permet d'en comprendre le fonctionnement. La lentille de caout-

chouc (le soufflet) est en communication à la fois avec l'aspiration et avec le refoulement de la pompe; dans la position de la figure, l'aspiration a lieu à droite, et le refoulement à gauche.

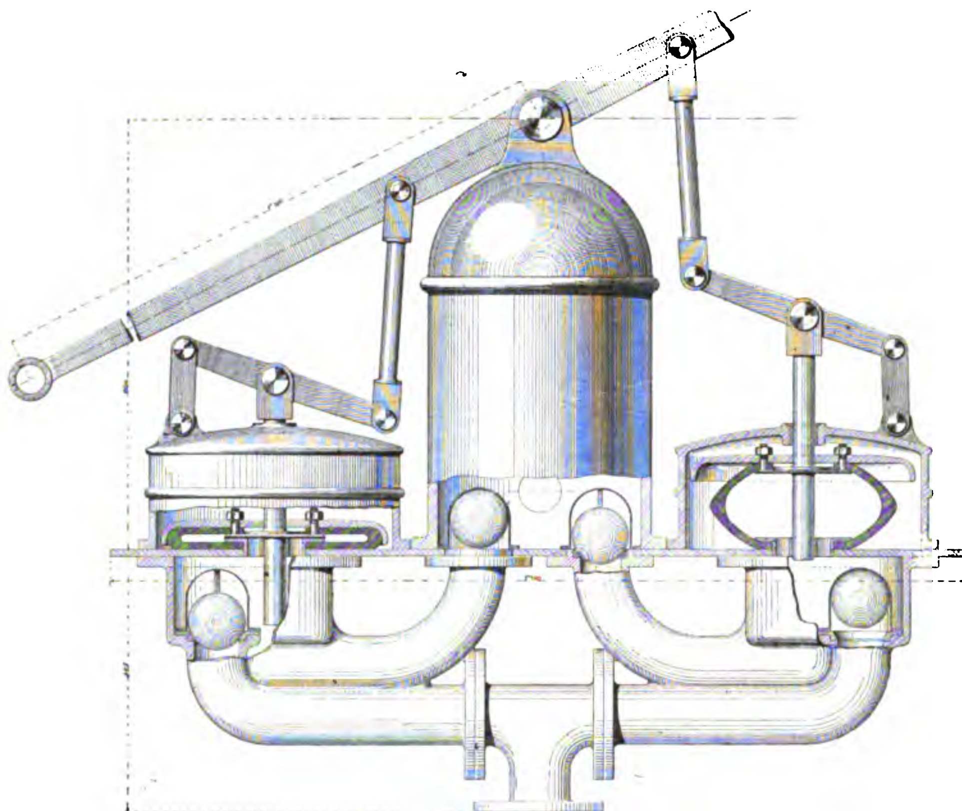


Fig. 61.

La pompe dont il est ici question est de dimensions restreintes; elle est montée sur quatre roues et peut être aisément déplacée; enfin elle est largement capable d'élever à 5 mètres de hauteur 18.000 litres à l'heure. Le soufflet de caoutchouc semble bien résister au travail qu'il exécute, car des essais ont montré que la pompe, après avoir refoulé cinq heures durant une colonne d'eau à 10 mètres de hauteur, n'a rien présenté d'anormal lors du démontage.

9° **Pompe à diaphragme Fosbery.** — Cette pompe, de dimensions réduites, de construction simple et peu exposée à se déranger, est surtout bien appropriée pour les bateaux de pêche, canots, etc.

Elle est caractérisée (*fig.* 62 et 63) par la faible longueur de la tige et par l'emploi d'un diaphragme *d*, en caoutchouc, qui sépare en deux le corps de pompe et peut venir s'appliquer indistinctement sur l'un des deux boucliers de fer *b* ou *b'*.

La pompe, mue à la main, est à double effet : elle possède, de chaque côté du diaphragme, des valves d'aspiration et de refoulement distinctes.

10° Pompe à membrane Brandenburg. — Le corps de cette pompe (*fig.* 64 à 66) se compose d'une coupe surmontée par un chapeau de forme à peu près semblable,



Fig. 62.

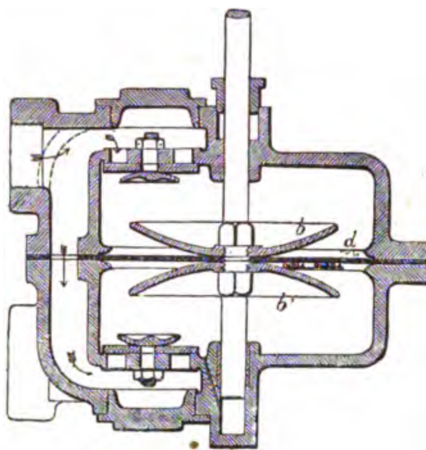


Fig. 63.

entre lesquels est serrée une membrane de caoutchouc assez épaisse. Au fond de la coupe inférieure *f*, se trouve le tuyau d'aspiration, qui peut être fermé par la soupape *b*. La partie centrale de la membrane de caoutchouc est munie d'une armature circulaire qui sert de siège à la soupape de refoulement *c* et sur laquelle est fixé l'étrier *p*, qui doit lui communiquer le mouvement de montée et de descente.

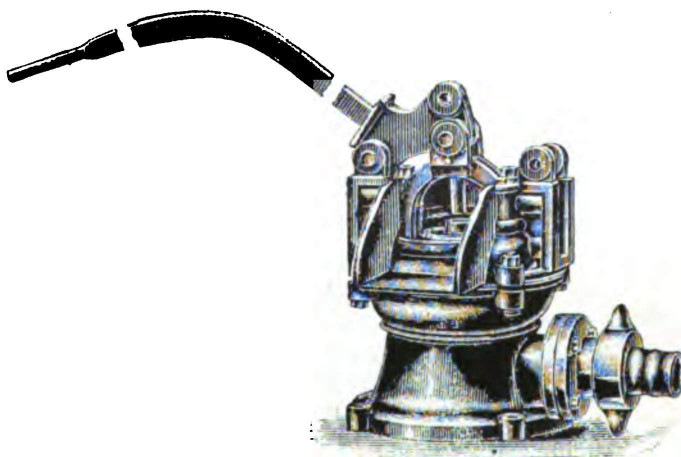


Fig. 64.

La soupape d'aspiration *b* est munie d'une tige qui est guidée par une cavité ménagée dans la soupape de refoulement.

Le fonctionnement de cette pompe est simple : en élevant la membrane, on produit un vide partiel dans le corps de pompe ; la soupape d'aspiration se lève et l'eau arrive ; lorsqu'on abaisse la membrane, l'eau comprimée soulève la soupape de refoulement *c* et s'échappe au dehors dans le coursier *e*.

Le mouvement de la membrane est donné par une bielle articulée à un levier pour les pompes de petites dimensions ou à un arbre coudé *h* porté par les paliers *m* et muni de volants *k* pour les pompes de plus grande puissance.

Comme on le voit, cette pompe n'est qu'aspirante, mais elle a l'avantage d'être

facilement démontable et transportable, et surtout de pouvoir élever de l'eau conte-

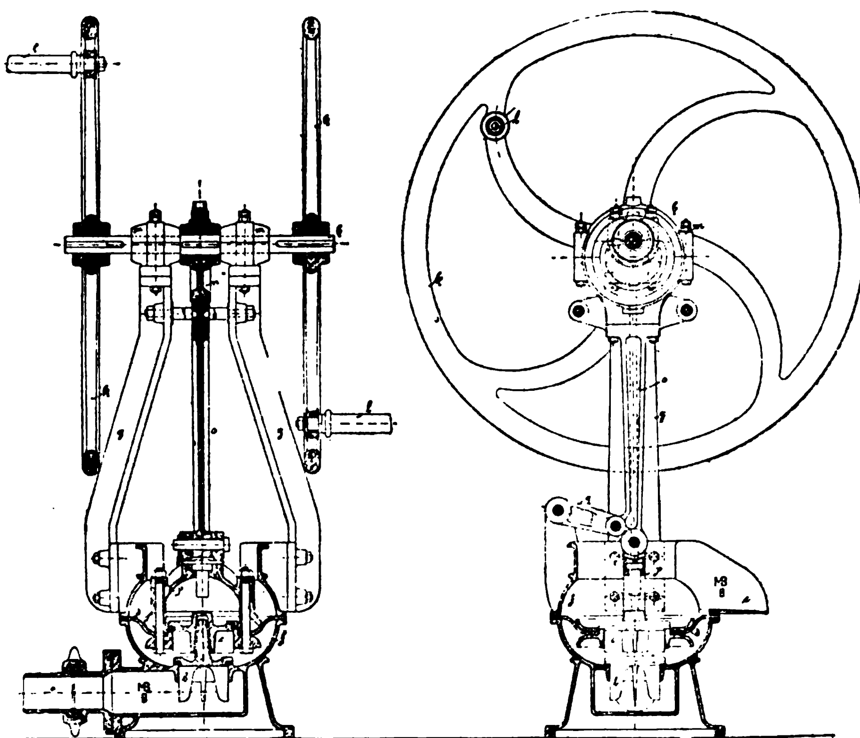


FIG. 65 et 66.

nant des matières solides, qui gêneraient beaucoup le fonctionnement des pompes ordinaires à clapets.

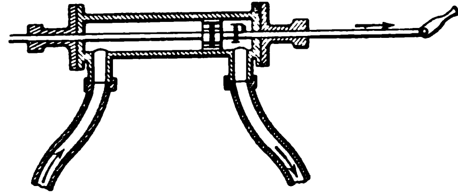
11° Pompe Durozoi. — Les pompes à bras ne permettent guère de puiser directement l'eau à plus de 3 ou 4 mètres de profondeur, à moins d'avoir recours à un artifice consistant à placer les clapets de la pompe au fond du puits et à les faire mouvoir par une colonne d'eau, dont les mouvements sont alors commandés par la pompe placée au jour. C'est le principe de la pompe Durozoi (*fig.* 67 et 68).

L'appareil moteur, placé au jour, est composé d'un cylindre dans lequel se meut un piston P ; des tuyaux B et B′ mettent ce cylindre en communication avec un corps de pompe NN′, placé au fond, et dans lequel se meut un manchon creux D, portant le piston E, mobile dans le cylindre M.

Supposons que le piston P se déplace de gauche à droite ; l'eau refoulée par B gira sur le manchon D et déterminera le mouvement du piston E de droite à gauche : il y aura alors aspiration par le clapet F et refoulement par C′ dans le réservoir d'air J. Lorsque le piston moteur sera à fin de course, la tige *c* viendra buter contre la vis V, et le manchon D s'ouvrira en *c′* et se fermera en *c*, le mouvement de gauche à droite commencera alors sous l'influence de l'eau de B poussée par le piston P. On voit que l'effort à exercer sur le manchon D ne dépend que de la différence des surfaces D et E.

Les pertes d'eau qui peuvent se produire sont compensées au moyen de deux tuyaux portant les soupapes H et H' et mettant en relation B et B' avec le réservoir J.

Cet appareil est de construction simple. Suivant les résultats à obtenir, on peut donner au piston moteur P tel mode de commande qu'on jugera convenable.



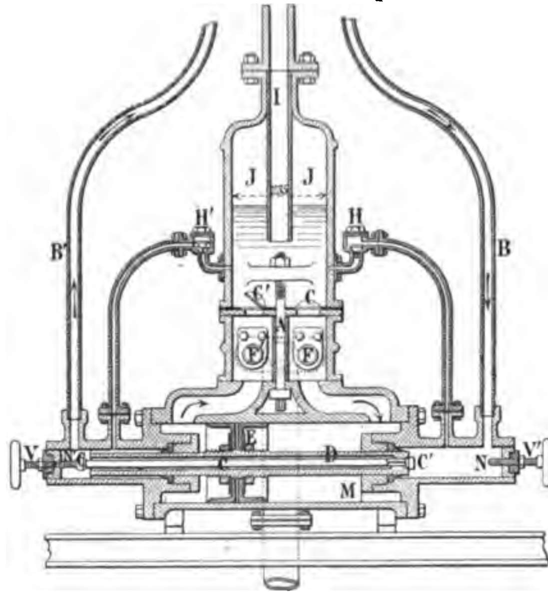


Fig. 67 et 68.

12° Pompe à piston captant Montrichard. — Dans cette pompe (*fig.* 69 à 71), le piston P est hélicoïdal et guidé par deux galets *g*, perpendiculaires à l'axe T qui le porte; dans ces conditions, le mouvement de rotation de la manivelle M se trouve transformé, par le roulement de son galet *s*, sur un plan incliné circulaire, en un mouvement hélicoïdal de TP. Deux tubulures à large orifice O et O' sont placées sur le cylindre non loin des galets.

Lorsque le piston est à l'extrémité de sa course, il couvre en partie les deux tubulures, mais elles sont assez larges pour communiquer ensemble d'un même côté du piston. Lorsque celui-ci se déplace, les tubulures ne tardent pas à se trouver séparées, et dès lors il y a refoulement par l'une et aspiration par l'autre.

On voit que le mouvement de l'eau aura lieu toujours dans le même sens, ce qui permet d'éviter les soupapes, et que — de plus — on peut, en changeant le sens de la rotation, changer aussi le sens du mouvement de l'eau : on pourra donc, avec le même appareil, remplir un tonneau, puis le vider à volonté.

Plusieurs modèles de cette pompe ont été construits. Il en est de petite taille, qui peuvent être manœuvrés par un homme et débiter $1^{lit},2$ par tour; ce même modèle, manœuvré par deux hommes, peut servir de pompe à incendie et permettre d'atteindre des hauteurs de 20 mètres. Les modèles agricoles sont de dimensions moyennes et commodes. Enfin les grands modèles, mus alors par courroies, comportent des réservoirs d'air donnant au mouvement des colonnes liquides une grande douceur, quelle que soit la vitesse. Il y a lieu, pour ces grands modèles, d'amorcer la pompe et de placer un clapet de retenue sur la tubulure d'aspiration, afin d'éviter le retour en arrière au moment où, pour la première fois, les deux tubulures communiquent entre elles : une fois en route, la pompe ne se désamorce plus.

Une pareille pompe, de 0m,20 de diamètre, débite, à la vitesse de 100 tours par minute, 46 mètres cubes à l'heure.

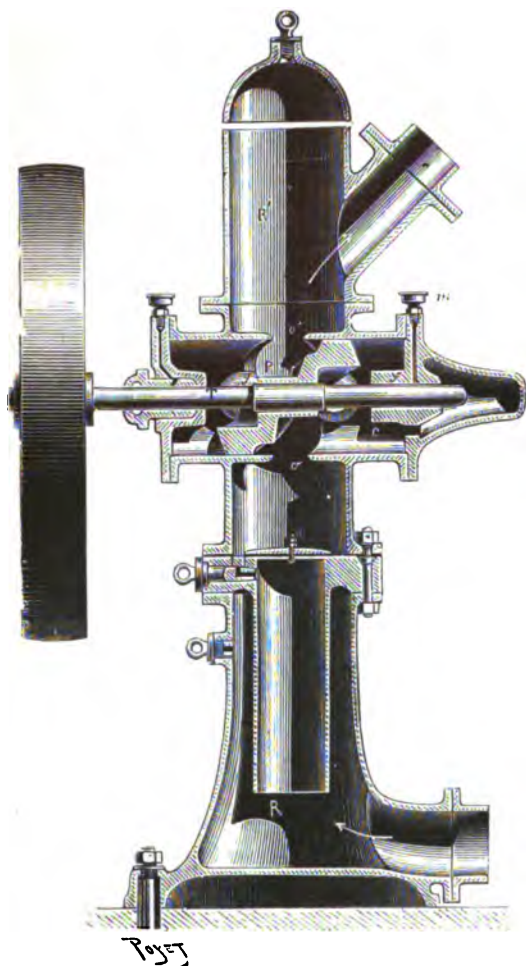


Fig. 69.

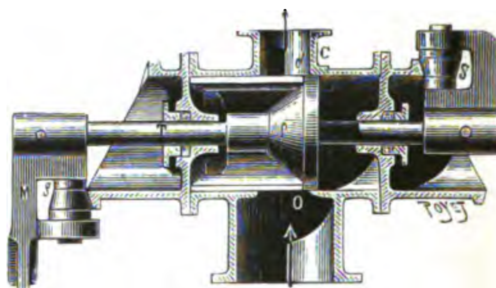


Fig. 70.

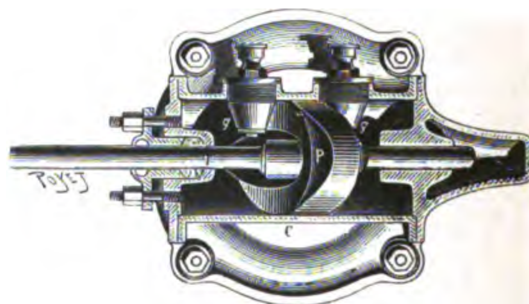


Fig. 71.

On graisse les galets ; le piston n'a pas de garniture et n'est pas ajusté dans le cylindre ; les frottements sont donc très réduits, et, comme les orifices sont larges, le rendement est élevé. Cette pompe peut très bien servir à pomper des eaux chargées de substances solides.

III

POMPES A ACTION DIRECTE

Ces pompes, dans lesquelles le piston à vapeur et le piston à eau ont une tige commune, ont été et sont surtout employées comme machines d'alimentation, sans

que cet usage ait d'ailleurs rien d'exclusif. La simplicité de cette solution a séduit un grand nombre d'inventeurs, et les types de pompes à action directe sont extrêmement nombreux.

Ces pompes ont quelques caractères spéciaux inhérents à leur principe même ; elles avaient aussi des défauts, qu'on s'est efforcé de supprimer ou tout au moins d'atténuer beaucoup.

La liaison absolue des pistons à eau et à vapeur a pour conséquence l'égalité de vitesse de ces deux organes ; il en résulte que, si la pompe marche vite, les effets de l'inertie sont plus considérables qu'il ne faudrait dans les mouvements de la colonne d'eau, tandis que, si la pompe marche lentement, l'utilisation de la vapeur est peu économique : c'est là un des plus sérieux reproches qu'on puisse faire à cette catégorie de machines, bien que l'on se soit efforcé d'obtenir, par d'ingénieuses combinaisons, un mouvement aussi régulier que possible de la colonne d'eau.

L'étude de la distribution du moteur à vapeur présente également une importance considérable. L'absence complète de détente dans un certain nombre de types est évidemment connexe d'une forte consommation de vapeur ; il est, de plus, important d'éviter le plus possible les chocs résultant, en l'absence de tout modérateur, des réactions des organes de la pompe et du moteur, si fréquents dans les premières machines.

Tout ceci explique pourquoi tant de types ont été proposés et pourquoi aussi, malgré leur simplicité théorique, ils ont donné lieu souvent à des complications mécaniques sérieuses. Aussi, dans l'exposé que nous allons faire, croyons-nous devoir rappeler brièvement quelques-uns des plus intéressants parmi les types primitifs, afin que, de progrès en progrès, de perfectionnements en perfectionnements, on se trouve naturellement conduit à l'étude des types plus récents, dont souvent la complication est plus apparente que réelle.

Nous verrons d'abord les pompes à vapeur, puis un certain nombre d'appareils qui utilisent comme force motrice la détente de l'air chaud ; enfin, une application des moteurs à quatre temps.

Nous rangerons les pompes à vapeur, qui sont de beaucoup les plus nombreuses, en deux catégories :

1° Celles dans lesquelles le tiroir de distribution se déplace sous l'influence de la vapeur vive ;

2° Celles dans lesquelles le tiroir est actionné par un système de leviers commandés par la tige des pistons.

I. — POMPES A VAPEUR A ACTION DIRECTE DANS LESQUELLES LE TIROIR EST DÉPLACÉ PAR L'ACTION DE LA VAPEUR VIVE

Pompe Merryweather (*fig.* 72). — Dans cette pompe, le tiroir D est entièrement conduit par la vapeur ; le taquet T, dont le mouvement est lié par A, B, C à celui du piston, agit en effet sur un petit tiroir auxiliaire *a* qui, en envoyant de la vapeur dans le cylindre *e* à droite ou à gauche du petit piston qui s'y meut, détermine le déplacement du tiroir D.

Ce tiroir assure la distribution de la vapeur dans le cylindre principal, et de

petits orifices complémentaires q ont pour but d'assurer aux fonds de course une compression suffisante pour amortir les chocs.

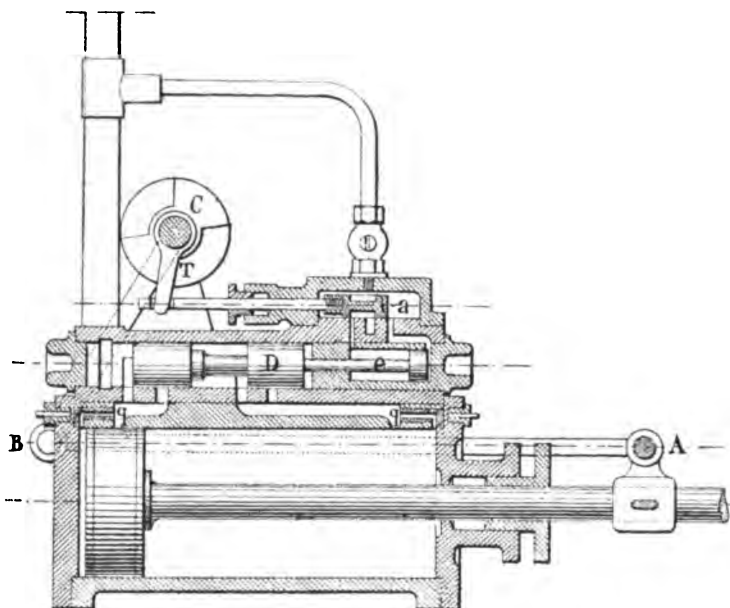


Fig. 72.

Cette pompe fut exposée en 1867. Elle marche d'ordinaire à une assez grande vitesse et est spécialement employée comme pompe à incendie.

Pompe Tangye. — Le tiroir est commandé par la vapeur même, grâce à un tiroir auxiliaire actionnant le tiroir principal (*fig.* 73).

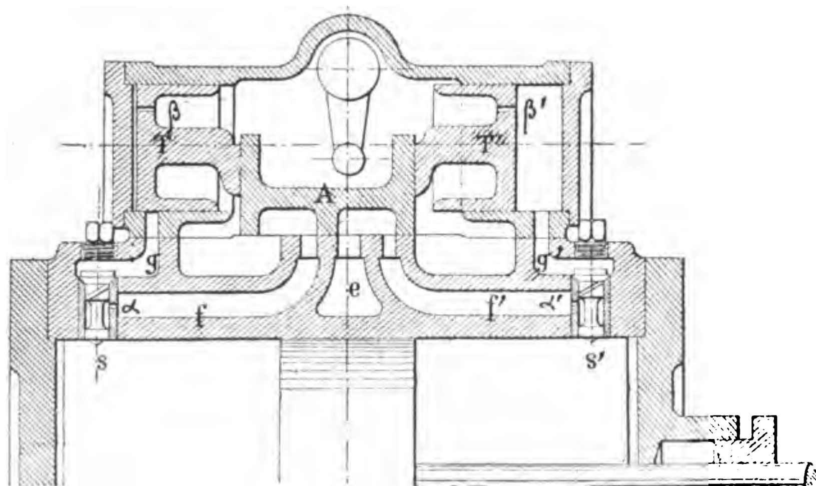


Fig. 73.

Lorsque le piston arrivera au fond de course de droite, il soulèvera la petite soupape S′ et mettra ainsi en communication l'espace β′ avec l'échappement *e* (par

l'intermédiaire des canaux g' et f' et du petit orifice α'). Dans ces conditions, le tiroir auxiliaire TT′ se déplacera vers la droite, entraînant dans son mouvement le tiroir principal A, si bien que la vapeur s'admettra sur la face droite du piston, pendant que l'échappement sera mis en relation par f et α avec le fond gauche du cylindre.

L'admission de vapeur à droite ou à gauche du tiroir auxiliaire TT′ s'opère grâce aux petits conduits — ouverts en permanence — qu'il est aisé de voir sur la figure.

Dans ce type de pompe déjà ancien, décrit dans le travail de M. Stapfer de Duclos publié par le *Bulletin de la Société scientifique de Marseille*, 1878, les chocs étaient considérablement réduits et la marche, sinon économique, du moins satisfaisante. Nous retrouverons d'autres types plus perfectionnés, dus aux mêmes constructeurs et fondés sur le même principe.

Pompe Hayward Tyler — Dans cette machine, la distribution est placée dans le piston même, qui constitue en réalité la boîte à vapeur et qui, pour cette raison, est percé suivant deux génératrices à 90° d'orifices a et e continuellement en communication l'un avec l'arrivée de vapeur a', l'autre avec l'échappement e' (*fig.* 74 et 75).

Le piston est constitué par un corps annulaire C en fonte, dont l'intérieur évidé est cloisonné de façon à former deux compartiments, l'un pour la vapeur d'admission, l'autre pour la vapeur d'échappement : deux orifices conduisent la vapeur sur l'une ou sur l'autre face du piston.

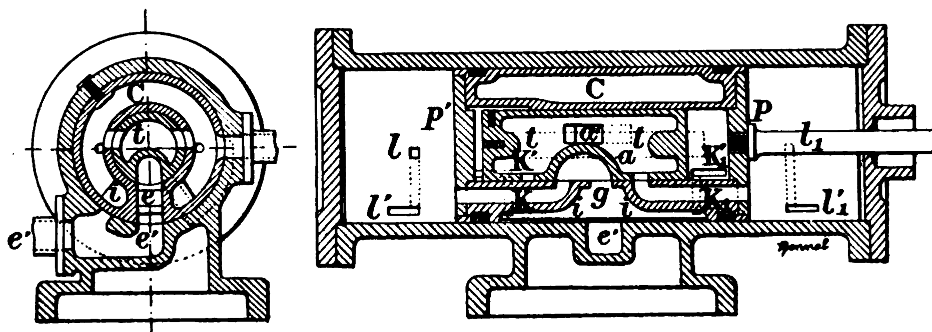


FIG. 74 et 75.

Deux plateaux p, p' ferment les extrémités de ce piston creux et limitent la course du tiroir cylindrique t placé à l'intérieur.

Ce tiroir t est également creux et muni d'orifices, visibles sur la figure, destinés à assurer en temps utile le passage de la vapeur.

Enfin, dans la paroi du cylindre sont pratiquées deux lumières ll', l_1l_1', avec lesquelles peuvent correspondre les lumières KK′, K_1K_1' du piston.

Dans la position de la figure, le piston marche vers la gauche, pour produire le changement de marche ; il suffit de faire passer la vapeur sur la face gauche du tiroir et de mettre l'autre face en communication avec l'échappement. Ceci se produit automatiquement quand, le piston arrivant à fin de course, a' est mis en relation avec l par a ; d'autre part, K rencontre l' ; par suite, la vapeur vive passe par $a'all'$KK′ et

déplace le tiroir *tt* vers la droite, ce qui est possible, puisque la face de droite de *t* a été mise à l'échappement lorsque *i* a rencontré *e'*.

Pompe Walker. — Dans cette pompe comme dans la précédente, le piston (*fig.* 76 et 77) est très long et composé de deux plateaux extrêmes formant piston et entre lesquels s'admet la vapeur vive; mais le tiroir est extérieur au cylindre.

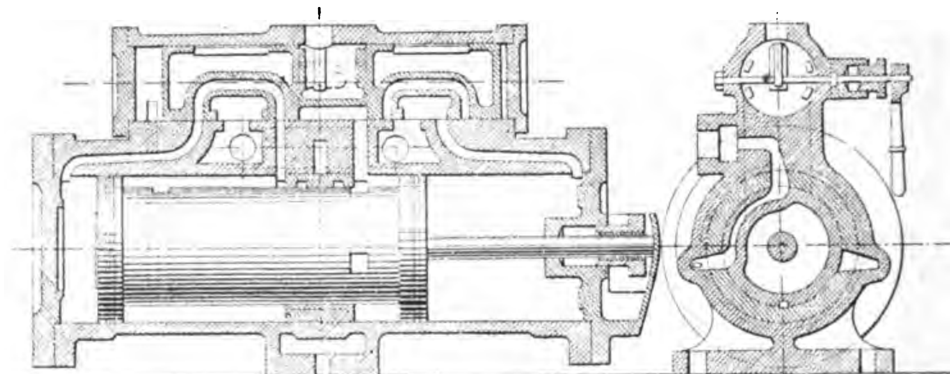


Fig. 76 et 77.

Le déplacement du tiroir s'opère par l'action de la vapeur même circulant dans des canaux percés dans le piston.

Ce déplacement du tiroir détermine le changement de marche.

Pompe Pickering. — Cette pompe (*fig.* 78) présente encore un long piston et un tiroir extérieur au cylindre, comme la pompe Walker.

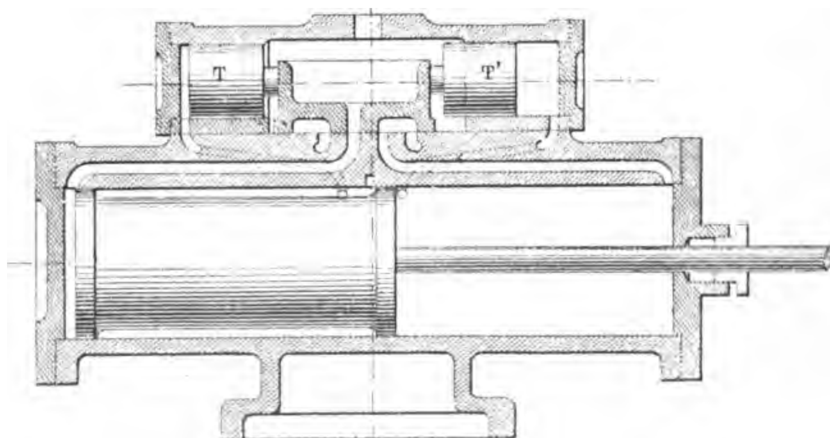


Fig. 78.

Le tiroir-piston TT' est mis en relation par ses faces extérieures avec la portion évidée du piston principal au moyen de deux canaux *aa'*, *bb'*.

Cette communication subsiste pendant presque toute la course ; un peu avant

la fin de course de droite, le piston principal franchit l'orifice *a*; la vapeur est alors admise sur la face correspondante du piston-tiroir par le canal *aa'*, et celui-ci, en se déplaçant, effectue le renversement de la vapeur.

Pompe Stapfer. — Dans son article paru dans les *Bulletins de la Société scientifique de Marseille*, M. Stapfer décrit dans les termes suivants son modèle de pompe :

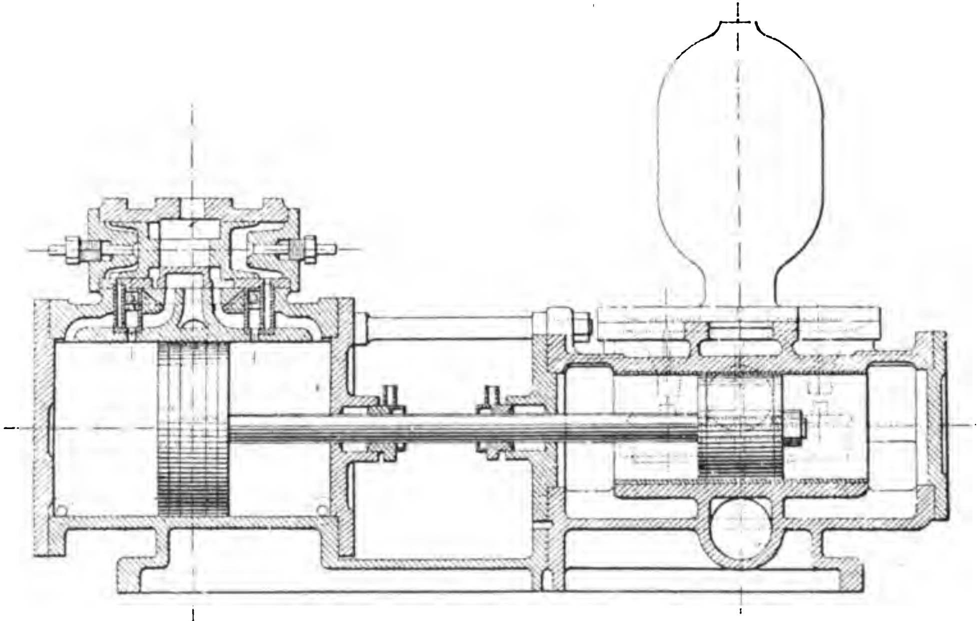


Fig. 79.

« Au centre d'un mamelon, placé (*fig.* 79) au milieu de chacun des conduits de distribution, se trouve un petit dé en bronze pressé en dessous par la vapeur du cylindre et en dessus par la vapeur du conduit. Pendant presque toute la marche du piston, ces deux poussées étant égales, chaque dé tombe par son poids au fond de son logement, faisant ainsi communiquer avec l'échappement la face correspondante du piston-tiroir. Mais, à chaque fond de course, l'équilibre se trouve rompu par le dé que le piston vient de franchir, car il se trouve pressé énergiquement en dessous par la vapeur du cylindre, tandis que la face supérieure est en contact avec l'échappement. Ce dé, en se soulevant, amène la vapeur sur la face correspondante du piston-tiroir, qui se déplace à son tour. Pendant ce temps, le piston, en vertu de son inertie, continue sa course ; mais alors il recouvre l'orifice du conduit d'échappement, et la vapeur enfermée et comprimée devant lui atténue les chocs et l'arrête. »

Pompes d'égout de Pullmann City. — Ces machines, construites par la Compagnie Cope et Maxwell, d'Hamilton (Ohio), sont du type compound tandem à condenseur. Les pompes, à pistons ordinaires en bronze phosphoreux, sont munies de soupapes à larges passages, disposées de manière à laisser passer tout ce que peuvent tenir en suspension les eaux d'égouts : chaque pompe peut refouler en vingt-quatre heures 112.500 hectolitres, soit 7.812 litres à la minute.

La distribution des cylindres à vapeur est assurée par des tiroirs dont le mouvement est déterminé par la vapeur même, grâce à un petit tiroir auxiliaire dont la disposition est bien visible sur la figure 80.

Les pistons sont arrêtés sans chocs, à la fin de leur course, par une avance véri-

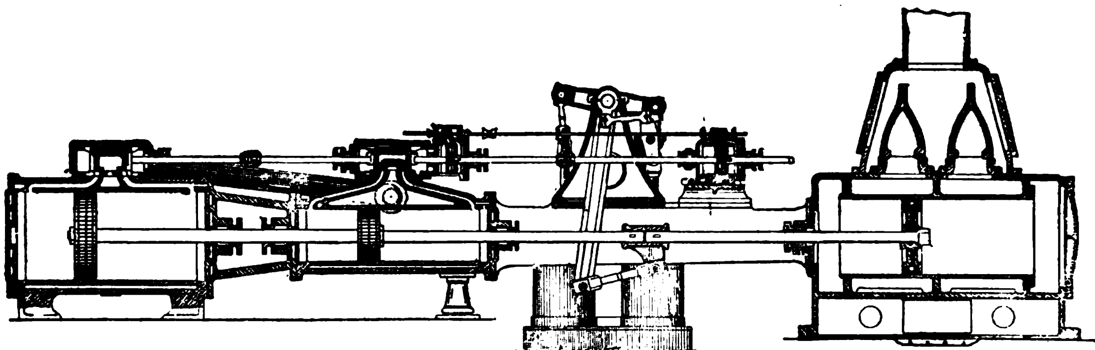


Fig. 80.

table du tiroir; ils sont mis facilement et graduellement en mouvement par l'action d'un petit cylindre à cataracte, dans lequel se meut un piston qui fait passer de l'huile alternativement de droite à gauche et de gauche à droite et dont la vitesse est réglée par l'ouverture de l'orifice qui assure cette communication.

Le condenseur et les pompes à air n'ont rien de spécial.

Les dimensions principales sont :

Diamètres du cylindre H. P.	0m,359
— cylindre B. P.	0m,625
— corps de pompe	0m,550
Course commune des pistons	1m,220
Nombre de courses simples par minute	2,7

Pompe Tangye-Floyd (*fig.* 81 à 85). — Ces pompes sont du type duplex, les deux cylindres sont placés côte à côte, et la distribution est assurée par des tiroirs-pistons nettement visibles sur la figure 82.

Aux extrémités des deux cylindres, sont disposées des soupapes à queues apparentes (type des machines Tangyes ordinaires), grâce auxquelles le piston d'un des cylindres, en arrivant à ses fonds de course, détermine le déplacement du tiroir-piston de l'autre cylindre et le renversement de la vapeur dans celui-ci.

Le perfectionnement qui fait l'objet du présent brevet consiste en une boîte à taquets supplémentaires (*fig.* 85), placée sur l'un des deux cylindres en son milieu. Il est facile de voir sur la figure 85 que, lorsque le piston arrive au milieu de sa course, il agit sur le levier *g*, qui vient appuyer sur le taquet *l*, et que, par suite, une communication de vapeur s'établit entre le cylindre considéré et la boîte à distribution de l'autre.

On voit qu'ainsi, à l'aller et au retour, le piston du cylindre *b* agit sur la distribution du cylindre *a* avant d'arriver à ses fonds de courses et d'actionner les soupapes *d*, *d*.

Lorsqu'on veut utiliser séparément les cylindres *a* et *b*, on annule l'action de la boîte *f* en fermant les soupapes *q*, par lesquelles se fait la communication de la boîte a^2 avec les conduits *n* et *p*. On pourrait aussi mettre deux boîtes telles

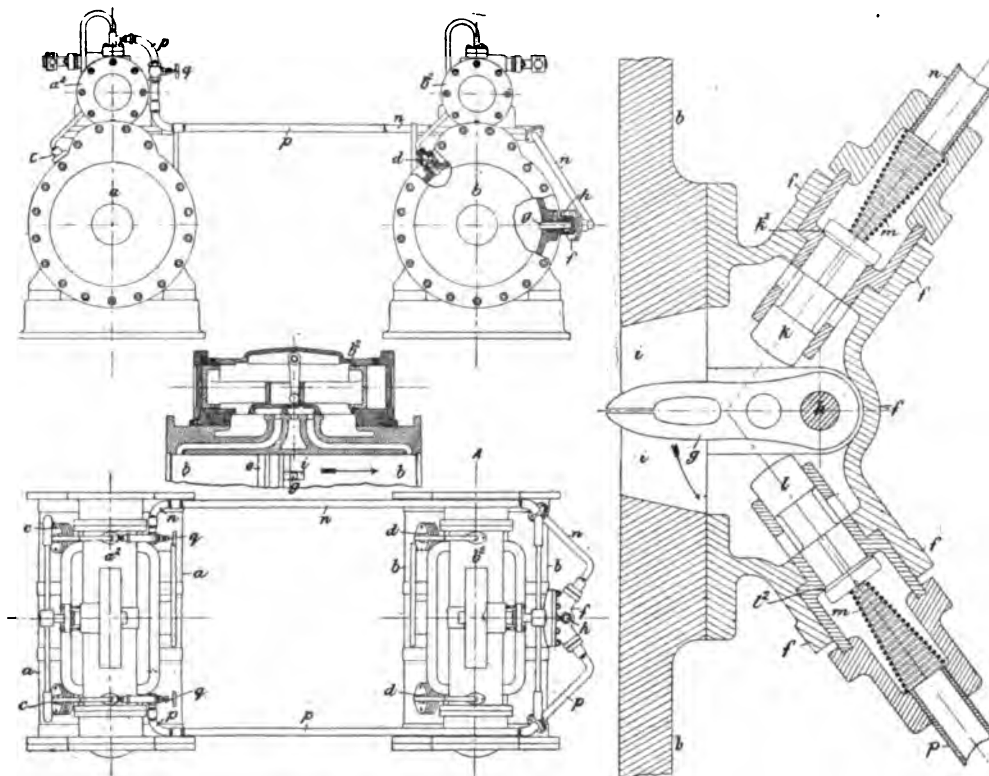


Fig. 81 à 84. Fig. 85.

a et *b*, Deux cylindres à vapeur. — a^2 et b^2, Boîtes à vapeur des deux cylindres ci-dessus. — *cc*, *dd*, Soupapes à taquets des deux cylindres *a* et *b*. — *f*, Boîtes à taquets supplémentaires placés sur le cylindre *b*. — *g*, Levier tournant autour du centre *h*. — *k* et *l*, Taquets supplémentaires maintenus par les ressorts *m*. — *n* et *p*, Conduits réunissant la boîte *f* à la boîte à vapeur a^2 du cylindre *a*.

que *f* au lieu d'une, chacun des cylindres en possédant une; mais alors les soupapes *cc* et *dd* n'interviennent plus que lorsqu'on veut isoler l'action des deux cylindres.

Pompe Nicolas Roser. — C'est une pompe à un seul cylindre A réuni sur le même bâti au corps de pompe B (*fig.* 86-94).

La distribution du cylindre à vapeur est assurée par le tiroir principal T, mû lui-même par le petit tiroir auxiliaire F, qui se compose simplement d'un piston E, mobile dans un cylindre F. L'intérêt du système consiste dans l'emploi d'une soupape rotative, mise en œuvre par la tige du piston principal, pour actionner au moyen de la vapeur même le tiroir auxiliaire.

Les figures 88 et 89 montrent la disposition d'ensemble; la soupape à disque G est portée par un axe H, portant une came I, dans la rainure de laquelle peut se

déplacer un doigt fixé sur la tige du piston, dont le mouvement de va-et-vient donne ainsi naissance au déplacement angulaire de la soupape.

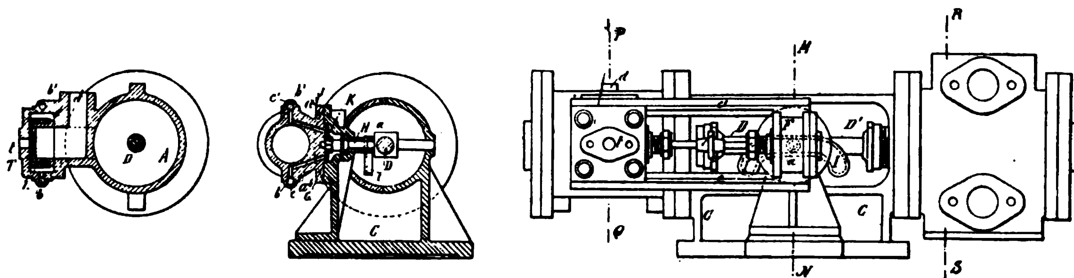


Fig. 86, 87 et 88.

Le siège J de la soupape (*fig.* 87 et 91) est percé de quatre orifices : deux d'entre eux, a^1 et a^2, correspondent à l'admission de la vapeur à droite ou à gauche du piston E; le troisième, a^3, sert à l'échappement de la vapeur; enfin le quatrième, a^4, assure l'admission de vapeur du coffre à vapeur K.

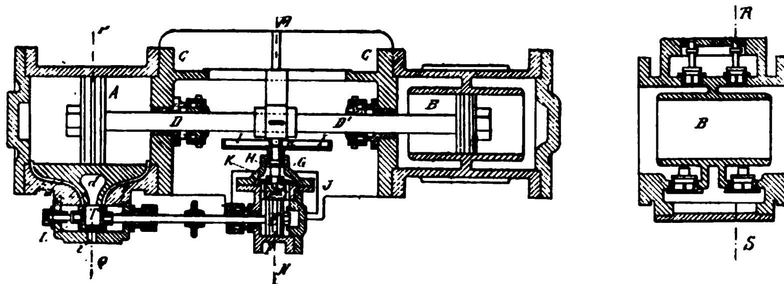


Fig. 89 et 90.

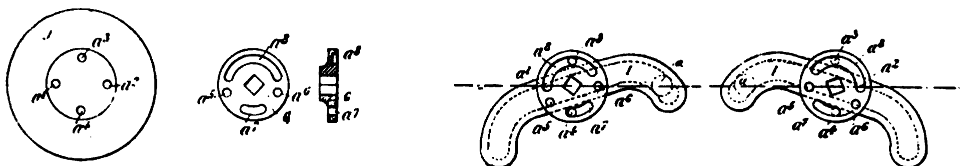


Fig. 91, 92, 93 et 94.

La soupape rotative G (*fig.* 92) porte deux orifices a^5 et a^6, qui doivent communiquer alternativement avec a^1, a^2 de J ; elle porte, en outre, une ouverture allongée, a^7, et une autre plus allongée encore, a^8, destinée à mettre a^1 ou a^2 en rapport avec l'orifice d'échappement a^3 du siège J.

Ceci posé, si le piston est à fond de course à droite, la came I est dans la position de la figure 93. La vapeur arrive par *b*, traverse a^4 et a^7, arrive dans la soupape G, puis passe par a^6 et a^2 à droite du piston E. Celui-ci se déplace vers la gauche, entraîne le tiroir T, et détermine ainsi le changement de marche. Notons que, grâce à a^8, l'échappement de la vapeur se peut faire à gauche de E par a^1 et a^3.

La figure 94 donne la position de la came et des orifices lorsque le piston de A est à l'autre fond de course.

La pompe est à double plongeur et quatre soupapes.

Pompe Nicol (*fig.* 95 à 98). — M. Nicol actionne la distribution de vapeur par l'intermédiaire d'un cylindre à eau dans lequel se meut un piston mis en mouvement lui-même par l'eau de la décharge de la pompe, et la distribution de ce cylindre à eau est assurée, à son tour, par un système de tiges, de leviers et de ressorts qui la met en relation avec la tige commune des pistons à vapeur et du plongeur de la pompe.

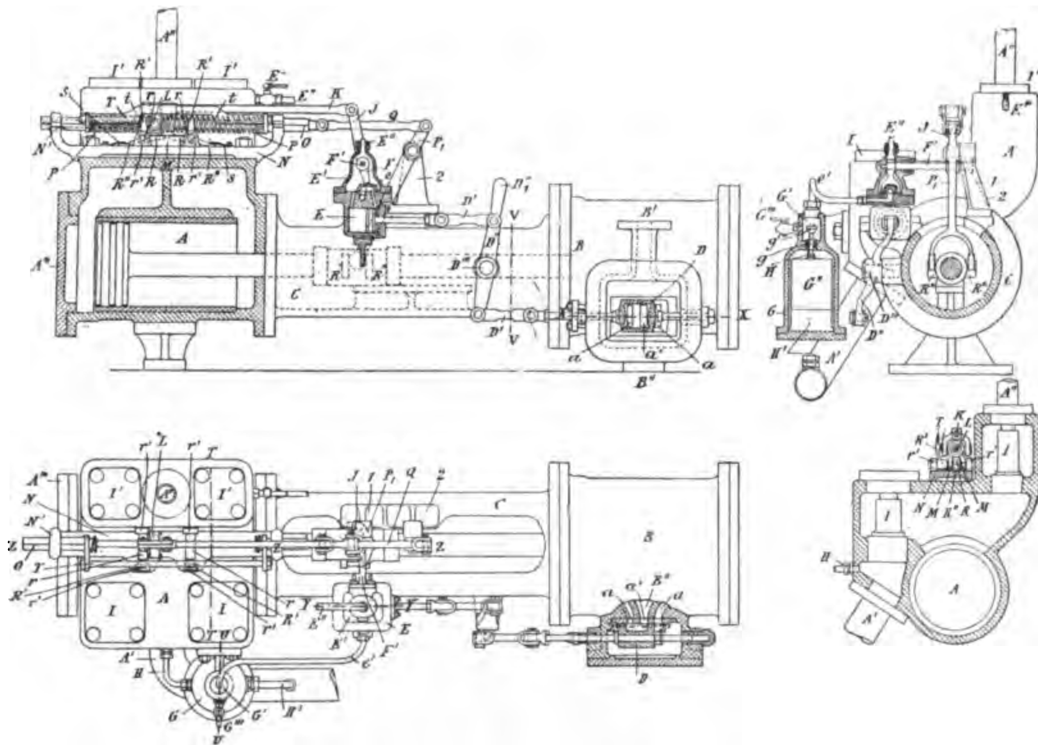


FIG. 95, 96, 97 et 98.

Les figures 95 à 98 donnent la disposition d'une pompe munie des perfectionnements de M. Nicol. Nous allons passer rapidement en revue les diverses particularités qui s'y rencontrent.

La machine se compose d'un corps de pompe A, d'un cylindre à vapeur B et du bâti C qui les relie. L'aspiration de l'eau se fait par le tuyau A′ et les soupapes I, I, la décharge par les soupapes I′, I′ et le tuyau A″; enfin, A‴ est un couvercle de visite amovible.

La distribution de vapeur est assurée par le tiroir D; la forme courbée adoptée pour les arêtes internes du tiroir a pour but de réaliser des admissions et des évacuations de vapeur aussi graduelles que possible, et d'obtenir ainsi des changements de marche sans chocs; dans ces conditions, si la vitesse même de la machine n'est

pas excessive, les soupapes de la pompe peuvent, aux fonds de course, retomber sur leurs sièges par leur propre poids. B′, *a* et *a* sont le tuyau et les orifices d'admission, tandis que B″ et *a*′ sont le tuyau et l'orifice d'échappement.

Le tiroir D est relié par les tiges D′ et D‴ et par le levier D″ à un piston mobile dans le cylindre à eau E; dans la boîte de distribution E′ de ce cylindre, se peut mouvoir une sorte de tiroir *e* ; l'arrivée de l'eau a lieu par le tuyau E″, relié au moyen du robinet E‴ à la chapelle de décharge de la pompe, pendant que l'évacuation se fait par le tuyau *e*′.

Le déplacement du tiroir *e* s'obtient au moyen du levier F, calé sur le même arbre F′ que le levier J ; c'est donc le mouvement de celui-ci que nous allons étudier.

Ce levier J est relié par la tige K à une sorte de manchon L, qui peut glisser sur une double glissière portée par le bâti accessoire NN′, et qui, de plus, est percée d'un orifice cylindrique donnant passage à la tige O. Cette dernière est animée d'un mouvement de va-et-vient participant de celui de la machine par l'intermédiaire de la bielle Q et du levier P, dont une extrémité est prise entre les butoirs R et R et suit le mouvement de la tige du piston à vapeur.

Le manchon L et la tige O sont réunis par deux ressorts ayant chacun une extrémité fixée sur L et une sur O ; dans ces conditions, L devrait suivre le mouvement de la tige O. Or, il ne doit pas en être ainsi, les mouvements de L devant avoir lieu dans un temps très court aux extrémités de course. Il faut donc fixer L pendant une partie de la course de O et ne le lâcher qu'un peu avant la fin de la course. Pour obtenir ce résultat, le manchon L porte des butoirs contre lesquels des leviers coudés peuvent être appliqués par des taquets solidaires des mouvements de la tige O. Les taquets sont en prise avec le levier pendant presque toute la course, et ce n'est qu'un peu avant la fin de la course que le taquet quitte le levier coudé, lequel, sollicité par un ressort, se renverse. Le manchon L est alors libre de se déplacer, et comme, pendant toute la course, l'un des ressorts a été comprimé, il est projeté par l'action de ce ressort en entraînant avec lui la tige K et le tiroir *e*. C'est le même système de déclic que celui de la distribution à lames de sabre Garnier pour les machines Corliss.

Comment, maintenant, utilise-t-on l'eau du cylindre E? L'inventeur en a profité pour assurer l'arrêt de la machine dans le cas où il se produirait un manque d'eau à l'aspiration. Dans ce but, l'eau d'évacuation du cylindre E se rend, par *é*, dans une chambre G″, mise en relation par la soupape *g* avec la chambre G; l'eau passe de cette chambre G dans le tuyau d'aspiration A′ par le tuyau H′. La soupape *g* est tenue ouverte par un flotteur G″. La partie supérieure de G est mise, par un tuyau H, en relation avec l'espace situé en dessous des sièges des soupapes d'aspiration. Si un manque d'eau vient à se produire dans le tuyau d'aspiration, l'air va rentrer par H, le niveau de l'eau baissera dans G′, et G″, en s'abaissant, fermera la soupape *g*; le piston du cylindre E ne pourra plus, dès lors, se mouvoir, et la machine s'arrêtera.

Le robinet G‴ permet à la fois de faire la vidange de G′ après un arrêt et de permettre la remise en marche de la machine par action directe et à la main sur le levier D‴, jusqu'à ce que le régime se soit établi.

Pompe Manistee. — Cette pompe, utilisée surtout comme pompe alimentaire, a été imaginée par M. R.-L. Prost et construite par les ateliers de Manistee (Michigan).

Dans cette machine, la boîte à vapeur est sur le côté du cylindre, et les orifices aboutissent au fond de ce cylindre (*fig.* 100 et 101). On peut ainsi espérer évacuer automatiquement, à chaque coup du piston, toutes les condensations; on peut éviter ainsi les robinets de purge et se dispenser d'arrêter la machine pour cause de condensation, même lorsqu'elle marche à simple vitesse.

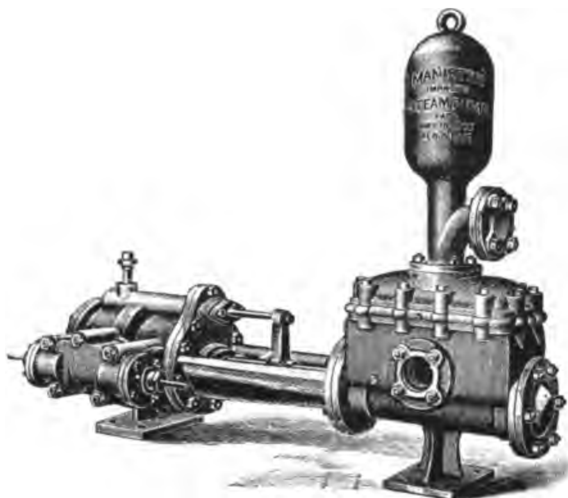


Fig. 99.

Les figures 101 et 102 donnent les détails du mécanisme de distribution de vapeur et la disposition du corps de pompe; dans le cas de ces figures, le piston se déplace vers la droite, la vapeur arrivant à gauche.

La vapeur arrive en V, passe par P, et pénètre par P′ et M dans la chambre W de la soupape de distribution, puis, par les orifices S et N, elle arrive au fond du cylindre A, à gauche.

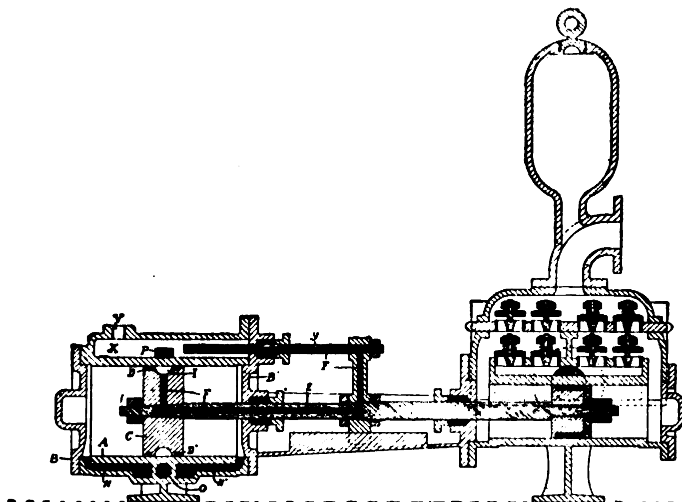


Fig. 100.

La distribution de vapeur est unique et n'est reliée mécaniquement à aucun organe de la machine : ses déplacements s'effectuent sous l'action de la vapeur vive seule, passant par le passage F, creusé dans la tige du piston, et aboutissant d'autre

part, par le tube Y, dans la chambre à vapeur X, placée sur le cylindre. La vapeur ainsi amenée dans la couronne I passe — lorsque le piston approche du fond de course — par l'orifice H' et pénètre dans la chambre W'. Pendant ce temps, la chambre W''' est à l'échappement par S'N' et O, alors que la chambre W'' est remplie de vapeur qui a pénétré par un petit orifice M. Dans ces conditions, la pression sur le piston-tiroir est plus grande à droite qu'à gauche, et celui-ci se déplace vers la gauche en renversant ainsi l'admission de vapeur.

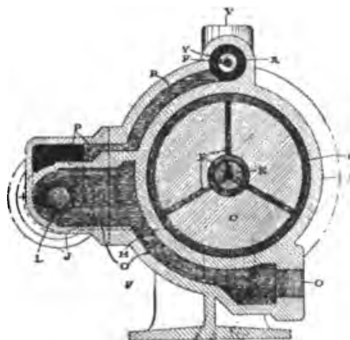


Fig. 101.

Ce distributeur joue également le rôle de régulateur automatique, grâce aux chambres supplémentaires W'' et W'''; en effet, quand il passe par exemple de gauche à droite, une partie de la vapeur de P' passe dans W'' par un orifice réduit placé près de la tête K ; cette petite masse de vapeur est comprimée dans W'' par la pression qui s'exerce sur la surface de la tête K dans la boîte W. Dans ces conditions, si, dans son déplacement vers la droite, le piston C rencontre une plus grande résistance, la pression de la vapeur augmente dans A à gauche et, par suite, dans W, ce qui amène une compression de la masse W'' et, en même temps, une poussée du distributeur vers la droite, qui a pour résultat d'augmenter la grandeur de l'orifice de passage M offert à la vapeur motrice; lorsque la résistance vient à diminuer, la vapeur comprimée en W'' se détend, et le distributeur, légèrement rejeté vers la gauche, étrangle un peu l'ori-

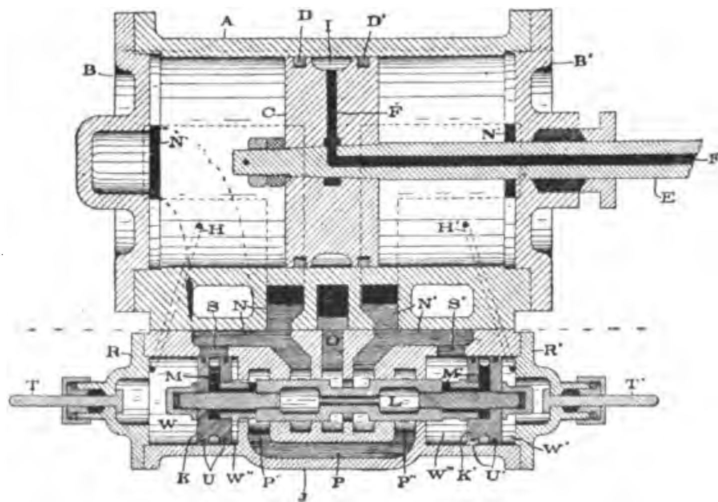


Fig. 102.

fice M, si bien que, grâce à ce dispositif très ingénieux, l'admission de vapeur est automatiquement réglée et proportionnée aux efforts à transmettre au piston de la pompe.

Cette machine fonctionne ainsi, paraît-il, avec une vitesse uniforme et sans

chocs, quelles que soient les variations de résistance présentées par l'alimentation d'eau à réaliser. Tous les presse-étoupes, étant extérieurs, sont faciles à surveiller et à maintenir en bon état.

La pompe alimentaire de Marsh est basée sur le même principe.

Pompe Oddesse. — MM. F. Oddie et G. Hesse, mécaniciens à Clapham (comté de Survey), ont fait breveter en avril 1892, puis en avril 1896, sous les numéros 7.617 et 23.044, une disposition de pompe alimentaire duplex, qui a été réalisée et construite sous le nom de pompe Oddesse.

Une rainure inclinée ménagée sur l'âme d'un piston de grande longueur détermine le placement de guides convenables, qui entraînent dans leur mouvement les tuiles de la soupape de distribution de vapeur. Le dispositif est conjugué de telle sorte que le mouvement du piston de l'un des cylindres assure la distribution de vapeur de l'autre; mais, de plus, l'adjonction d'un second jeu de tiroirs permet à chaque piston d'agir lui-même sur la détente de la vapeur qui l'actionne. L'admission et l'échappement de vapeur sont ainsi assurés, pour chaque cylindre, par le piston de l'autre, tandis que la détente est assurée, pour chaque cylindre, par son propre piston.

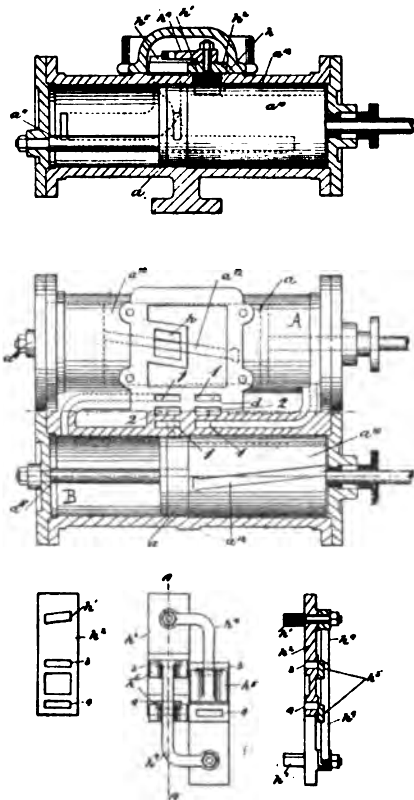


Fig. 103, 104, 105, 106 et 107.

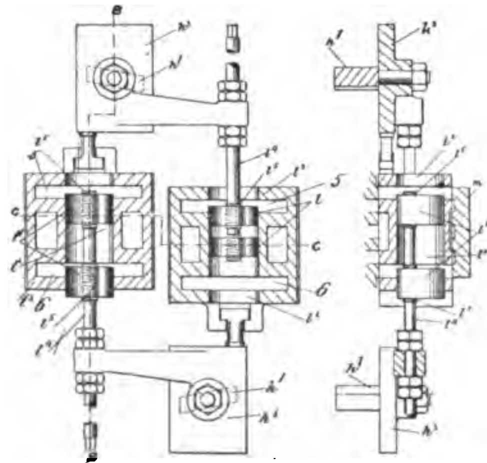


Fig. 108 et 109.

Les figures 103 à 107 donnent les détails de la disposition adoptée.

Les figures 108 et 109 représentent une légère modification apportée au système et les figures 110 et 111 donnent l'application qui fut faite de ce système à une machine construite par MM. Bruce et fils, de Midlothion.

Les pistons, longs et lourds, comportent une partie (aa) s'adaptant exactement aux parois du cylindre, et une autre, a_{10}, d'un diamètre légèrement inférieur, et ne frottant pas.

Pour contre-balancer la tendance à la torsion que pourraient avoir les pistons, et leur porte-à-faux dans les machines horizontales, on les guide au moyen des tiges a_{11} qui les traversent et sont boulonnées solidement sur les fonds des cylindres.

Les rainures a_{12}, qui peuvent, sur le cylindre développé, être rectilignes, curvilignes ou mixtes, reçoivent les taquets-guides h', dont les déplacements peuvent s'effectuer dans les trous h, et déterminent le fonctionnement des tiroirs d'admission et d'échappement des cylindres.

Les sièges d ont des orifices d'admission (1,1) et d'échappement (2), sur lesquels les blocs h^1 font se déplacer les tiroirs h^2, auxquels ils sont boulonnés. Voilà pour assurer la distribution ; passons maintenant à la détente.

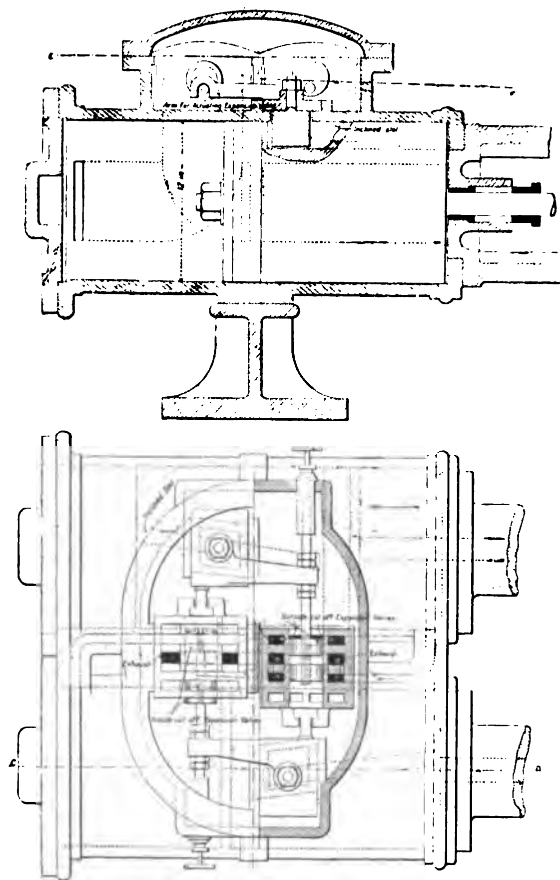


Fig. 110 et 111.

A la plaque h^2 du cylindre A, est liée, par le bras h^4, une plaque h^5, qui, comme dans la distribution Meyer, vient intercepter ou maintenir, au moyen des orifices 3 et 4, l'admission de vapeur du cylindre B. On voit que, si l'on considère un bloc h^1, mû par un des pistons, il commande bien la distribution de l'autre cylindre et la détente de celui auquel il correspond directement.

Dans les figures 106 et 107, le tiroir h^5 est formé de tuiles ; dans les figures 110

et **111**, il est formé de deux cylindres montés sur la tige l^4, et dont on peut faire varier l'écartement au moyen d'un pas de vis inversé, qu'on manie même de l'extérieur si l'on veut (*fig.* **110**).

On peut, grâce aux dispositions ci-dessus décrites, utiliser une assez forte détente, mais à condition que les pistons soient assez lourds pour que leur force vive, au moment des interceptions de vapeur, soit suffisante pour assurer la course complète des pistons.

La pompe représentée figures **110** et **111** pouvait pomper **112** mètres cubes à l'heure; les cylindres avaient chacun $0^m,30$ de diamètre, les plongeurs $0^m,20$; la course commune était de $0^m,30$, et la vapeur employée était à la pression de $3^{kg},6$ (*The Engineer*, **23** octobre **1896**).

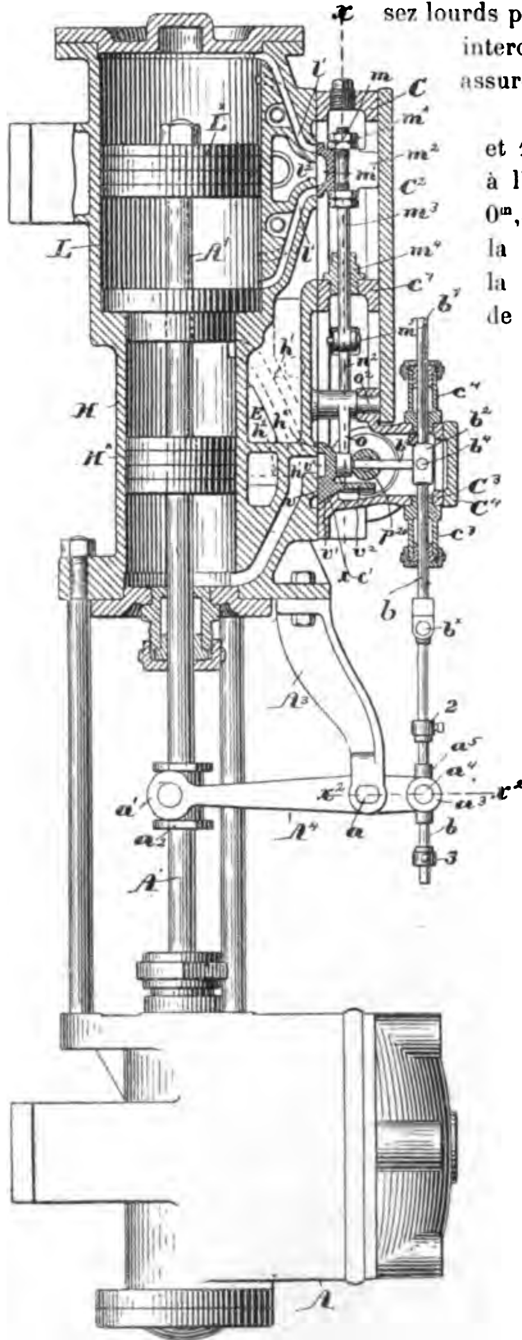


Fig. 112.

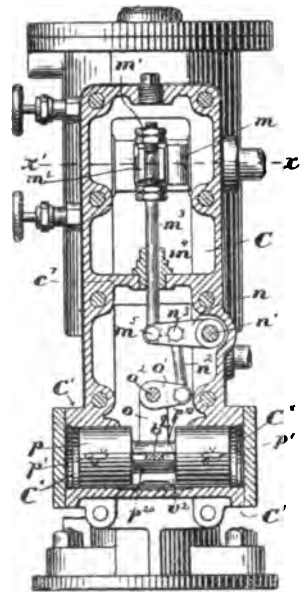


Fig. 113.

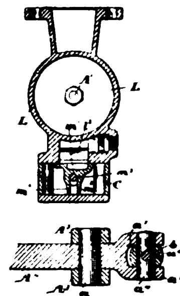


Fig. 114 et 115.

Pompe de Hall. — Cette pompe est caractérisée par l'emploi d'un tiroir à vapeur se déplaçant sous l'action d'un piston-tiroir secondaire perpendiculairement au sens des pistons moteurs.

Nous allons décrire un type vertical à double expansion dans lequel le cylindre à haute pression est seul muni de ce dispositif de distribution, la distribution du cylindre à basse pression étant effectuée par un tiroir ordinaire, dont les mouvements sont solidaires du premier.

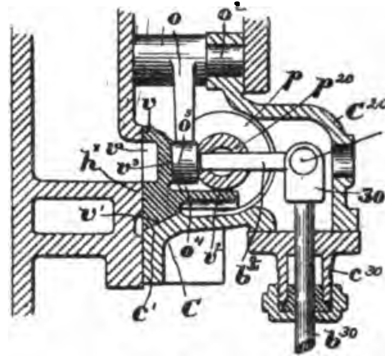


Fig. 118.

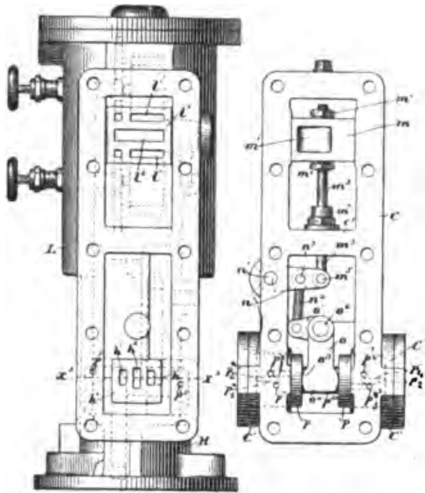


Fig. 116 et 117.

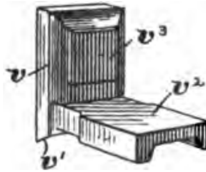


Fig. 119.

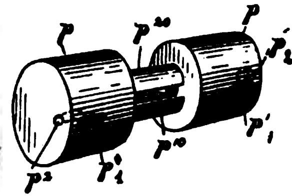


Fig. 120.

La boite à vapeur (*fig.* 112 à 116) présente à sa partie inférieure, et dans l'axe x^3x^3 des orifices d'admission, une chambre cylindrique C, dans laquelle se déplace un piston-tiroir p (*fig.* 120). Dans ce piston sont ménagés des petits canaux $p_1p_2p'_1p'_2$; des ouvertures $p_1p'_1$ peuvent venir coïncider avec les ouvertures des canaux $p_1p'_3$ (*fig.* 117), qui correspondent avec l'admission, ou avec les ouvertures $p_4p'_4$, qui correspondent avec l'échappement, ces canaux étant ménagés dans la paroi du cylindre C. On conçoit donc que, par un déplacement du piston-tiroir p autour de son axe, on pourra faire communiquer chacune des faces de ce piston-tiroir alternativement avec l'admission et avec l'échappement, ce qui déterminera son déplacement longitudinal. Si l'on imagine, d'autre part, que p entraîne dans son mouvement le tiroir principal v (*fig.* 113 et 119) en agissant sur l'appendice v_2, qui s'engage entre les deux têtes du piston-tiroir p, on conçoit la possibilité de commander les mouvements du tiroir principal v par des déplacements autour de son axe du piston-tiroir p.

Ces derniers sont obtenus mécaniquement (*fig.* 113 et 118) par l'action de la tige b_2 qui s'engage dans la cavité p_{20} de la tige du piston-tiroir p. La tige b_3 reçoit son mouvement de b, laquelle est déplacée aux extrémités de course des pistons moteurs par un système de leviers solidaires de leur tige A′.

Le tiroir du cylindre à basse pression m est solidaire du piston-tiroir p par un système de leviers (*fig.* 113) $oo'n_2n$ et la tige m_3.

Supposons les pistons moteurs descendants : arrivés à fond de course, le manchon a_5 frappe la butée 2 et pousse la tige b, laquelle donne, par l'intermédiaire de la tige b_2, un mouvement de rotation dans le sens inverse des aiguilles d'une montre au piston-tiroir p. La vapeur d'admission (*fig.* 117) passe alors de la boîte à vapeur sur la face gauche de p, par $p_3p_1p_2$, alors que la face droite est à l'échappement par $p'_2p'_1p'_4$. Il en résulte le déplacement de p de la gauche vers la droite, ainsi que l'élévation du tiroir m (*fig.* 113). La vapeur est alors admise sur les faces intérieures des pistons moteurs.

Pompe de Hahn (*fig.* 121-124). — Cette pompe est caractérisée par l'absence de tout mécanisme extérieur.

Le cylindre moteur A et le corps de pompe B sont venus de fonte avec le bâti C (*fig.* 121). Une rondelle s partage le cylindre à vapeur en deux chambres c_1 et c_2 de longueurs égales et de diamètres inégaux, dans lesquelles se meut un piston, composé de deux disques d_1 et d_2, de diamètres forcément différents. Le plus petit, d_1, est

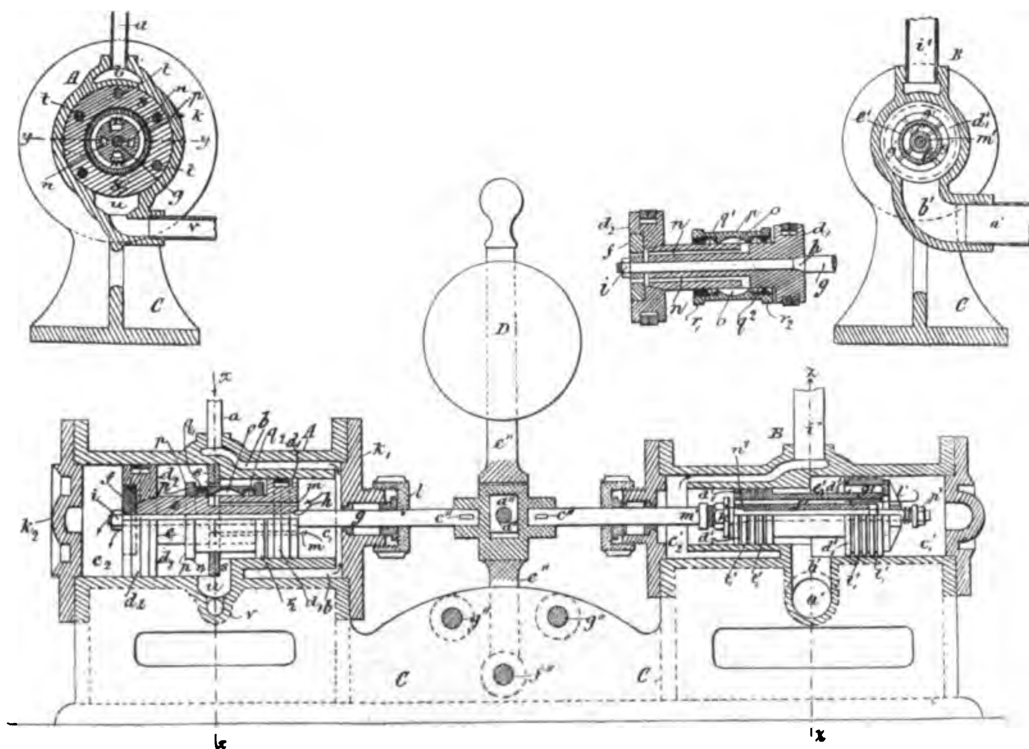


FIG. 121, 122, 123 et 124.

continué par un manchon e, qui sert d'entretoise, et sur lequel glisse le distributeur cylindrique p, muni de rebords r_1 et r_2 destinés à venir buter sur la cloison non étanche s. A l'intérieur, ce distributeur est évidé et forme une chambre o, qui peut faire communiquer les deux extrémités du cylindre, au moyen des conduits m, m' et

[illegible] débouchant [illegible] deux premiers dans la chambre [illegible] et les deux autres dans [illegible] ; les deux conduits [illegible] sont [illegible] axes situés dans le plan horizontal perpendiculaire [illegible] par [illegible] deux autres [illegible] horizontale. [illegible]

Le corps de pompe a une forme analogue, sauf qu'il n'a naturellement pas le distributeur et par conséquent pas la [illegible] médiane. Son piston est aussi à deux diamètres. Il est muni de deux conduits longitudinaux [illegible] et [illegible] ; les deux premiers faisant communiquer les chambres extrêmes [illegible] du corps de pompe, et les deux autres la chambre [illegible] avec celle comprise entre les deux disques qui composent le piston. Les orifices de ces conduits sont alternativement ouverts et fermés par les soupapes [illegible] glissant sur la tige de piston [illegible] et maintenues sur leur siège à l'aide de ressorts.

Voyons maintenant le fonctionnement. La vapeur arrive constamment, par le tuyau *a* et l'espace annulaire *b*, sur la face du petit disque i_1 du piston, qui se trouve chassé vers la gauche, et fait rouler le distributeur contre la cloison *s*. A ce moment, les orifices *m*, [illegible] sont mis en communication par la chambre *o* du tiroir cylindrique; la vapeur passe de la chambre [illegible] à celle c_2; elle agit alors sur le disque d_1, dont la surface est [illegible] et opère ainsi le changement de marche.

L'admission dans c_2 dure tant que les orifices de [illegible] ne sont pas sortis de la chambre *o* du tiroir. Puis la détente [illegible] vers la droite a lieu lorsque la pression sur le petit disque devient supérieure à celle qu'exerce, sur le grand, la vapeur détendue.

Pendant la course de gauche à droite, la vapeur contenue dans la chambre *c* est refoulée dans l'espace compris entre la cloison *s* et le disque d_1, par les orifices *n* qui débouchent, pendant une partie de la course, en dehors du distributeur. De là, la vapeur se rend à l'extérieur par le tuyau d'échappement *r'*.

Pour assurer le mouvement, qui pourrait être ralenti et hésitant aux extrémités de course, on a branché, sur le manchon qui réunit les deux tiges de piston, un levier qui oscille autour d'un axe *f''*, et qui est prolongé par une tige *e'*, munie d'un contrepoids D. L'amplitude de son oscillation, qui règle la longueur de la course, est elle-même réglée par deux butoirs *g''*.

La pompe fonctionne également d'une façon très simple. Pendant la première course de gauche à droite, elle aspire par la conduite *a'* une certaine quantité d'eau dans l'espace compris entre les deux disques composant le piston. Lorsque le changement de marche a lieu, la soupape *l'* se lève, et l'eau passe dans la chambre c'_1; pendant la deuxième course de gauche à droite, elle est refoulée en c'_2 par les conduits *f'*, puis elle est définitivement expulsée dans le tuyau de refoulement *r'* pendant la deuxième course de droite à gauche.

Outre l'avantage que présente cette pompe de ne pas avoir de mécanisme encombrant à l'extérieur, elle possède encore celui d'être d'une construction facile et peu coûteuse, puisque toutes les pièces peuvent être faites sur le tour; enfin, en cas de réparation, son démontage et son remontage sont des plus faciles.

Pompe Robinson (fig. 123 à 127). — Au lieu d'avoir, comme toutes les pompes à action directe, un cylindre et un corps de pompe distincts, la pompe Robinson, construite par la maison Génard, ne possède qu'un seul cylindre qui remplit les deux

offices. Il ressort de là qu'elle doit être munie d'un système de distribution tout à fait particulier.

Le cylindre, venu de fonte avec son socle, qui renferme les clapets d'aspiration,

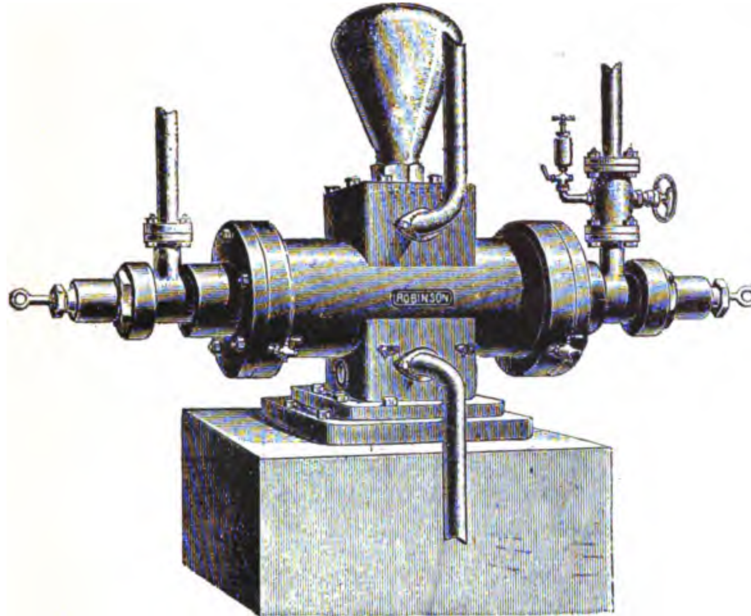


Fig. 125.

porte à sa partie supérieure la boîte à clapets de refoulement. Il est partagé en deux parties égales par un système de deux disques vissés à peu de distance l'un de

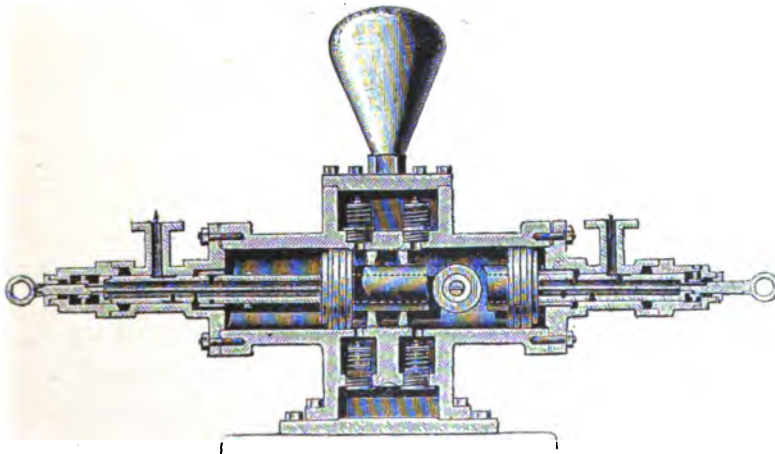


Fig. 126.

l'autre, laissant ainsi un certain espace qu'on remplit d'étoupe; les disques sont alésés au diamètre du tube, réunissant les deux pistons que comporte la pompe.

Le tiroir-distributeur est composé d'un tube de la longueur totale de la pompe

n, *n'*, débouchant, les deux premiers dans la chambre c_1, et les deux autres dans celle c_2. Les deux conduits *n*, *n'* ont leurs axes situés dans le plan horizontal perpendiculaire à celui formé par ceux des deux autres *m* et *m'* (Voir coupe horizontale, *fig.* 121 *a*).

Le corps de pompe a une forme analogue, sauf qu'il n'a naturellement pas de distributeur et, par conséquent, pas de cloison médiane. Son piston est aussi à deux diamètres; il est muni de deux conduits longitudinaux *f'f'* et *g'g'*, les deux premiers faisant communiquer les chambres extrêmes c_1' et c_2' du corps de pompe, et les deux autres, la chambre c_1' avec celle comprise entre les deux disques qui composent le piston. Les orifices de ces conduits sont alternativement ouverts et fermés par les soupapes *l'* et *k'*, glissant sur la tige de piston *m'*, et maintenues sur leur siège à l'aide de ressorts.

Voyons maintenant le fonctionnement. La vapeur arrive constamment, par le tuyau *a* et l'espace annulaire *b*, sur la face du petit disque d_1 du piston, qui se trouve chassé vers la gauche, et fait coller le distributeur contre la cloison *s*. A ce moment, les orifices *m*, *m'* et *n*, *n'* sont mis en communication par la chambre *o* du tiroir cylindrique, la vapeur passe de la chambre c_1 à celle c_2; elle agit alors sur le disque d_2, dont la surface est double de d_1, et opère ainsi le changement de marche.

L'admission dans c_2 dure tant que les orifices de *n* ne sont pas sortis de la chambre *o* du tiroir. Puis la détente s'opère, et le retour vers la droite a lieu lorsque la pression sur le petit disque devient supérieure à celle qu'exerce, sur le grand, la vapeur détendue.

Pendant la course de gauche à droite, la vapeur contenue dans la chambre *c* est refoulée dans l'espace compris entre la cloison *s* et le disque d_1, par les orifices *n* qui débouchent, pendant une partie de la course, en dehors du distributeur. De là, la vapeur se rend à l'extérieur par le tuyau d'échappement *r'*.

Pour assurer le mouvement, qui pourrait être ralenti et hésitant aux extrémités de course, on a branché, sur le manchon qui réunit les deux tiges de piston, un levier qui oscille autour d'un axe *f''*, et qui est prolongé par une tige *e'*, munie d'un contrepoids D. L'amplitude de son oscillation, qui règle la longueur de la course, est elle-même réglée par deux butoirs *g''*.

La pompe fonctionne également d'une façon très simple. Pendant la première course de gauche à droite, elle aspire par la conduite *a'* une certaine quantité d'eau dans l'espace compris entre les deux disques composant le piston. Lorsque le changement de marche a lieu, la soupape *l'* se lève, et l'eau passe dans la chambre c_1'; pendant la deuxième course de gauche à droite, elle est refoulée en c_2' par les conduits *f'*, puis elle est définitivement expulsée dans le tuyau de refoulement *i'* pendant la deuxième course de droite à gauche.

Outre l'avantage que présente cette pompe de ne pas avoir de mécanisme encombrant à l'extérieur, elle possède encore celui d'être d'une construction facile et peu coûteuse, puisque toutes les pièces peuvent être faites sur le tour; enfin, en cas de réparation, son démontage et son remontage sont des plus faciles.

Pompe Robinson (*fig.* 125 à 127). — Au lieu d'avoir, comme toutes les pompes à action directe, un cylindre et un corps de pompe distincts, la pompe Robinson, construite par la maison Génard, ne possède qu'un seul cylindre qui remplit les deux

offices. Il ressort de là qu'elle doit être munie d'un système de distribution tout à fait particulier.

Le cylindre, venu de fonte avec son socle, qui renferme les clapets d'aspiration,

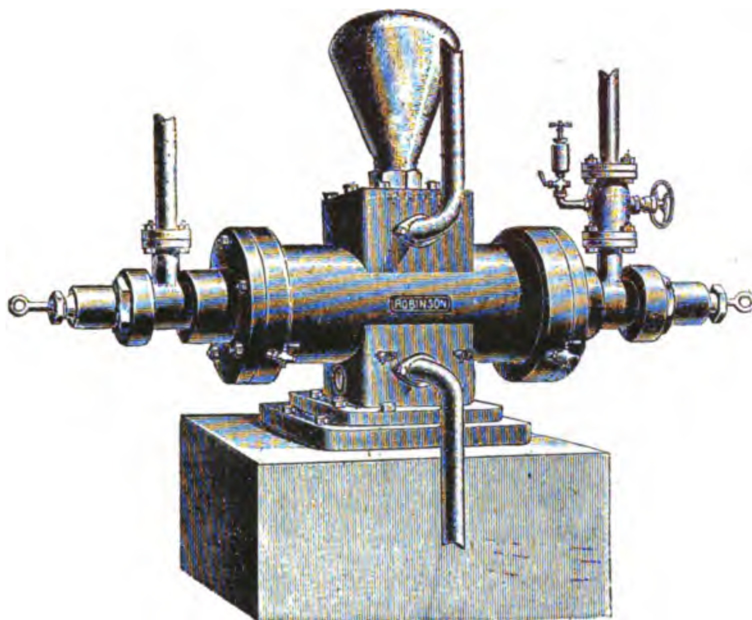


Fig. 125.

porte à sa partie supérieure la boîte à clapets de refoulement. Il est partagé en deux parties égales par un système de deux disques vissés à peu de distance l'un de

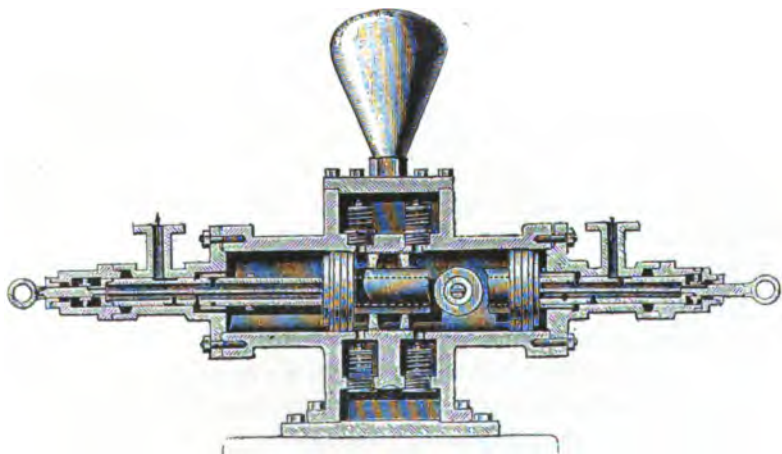


Fig. 126.

l'autre, laissant ainsi un certain espace qu'on remplit d'étoupe; les disques sont alésés au diamètre du tube, réunissant les deux pistons que comporte la pompe.

Le tiroir-distributeur est composé d'un tube de la longueur totale de la pompe

partagé par une cloison longitudinale en deux parties, l'une servant à l'admission, et l'autre à l'échappement.

Dans la figure représentée, il est facile de suivre le fonctionnement de la distribution. La vapeur est admise au moment où un orifice, situé à la partie supérieure du tiroir, se trouve en face du conduit venant du générateur. Elle vient sortir entre le piston et le fond de droite du cylindre par un autre orifice, situé sur une même génératrice que le précédent et à une distance convenable. Le système des deux pistons se trouve, par ce fait, entraîné de gauche à droite.

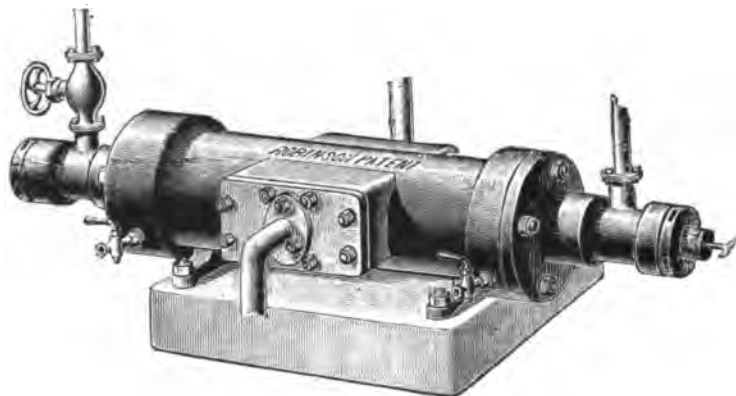


Fig. 127.

L'échappement s'opère d'une façon analogue. A gauche, la vapeur rentre dans la partie inférieure du tiroir, et sort par un orifice situé dans une gorge démasquée par le conduit d'échappement. Voilà pour une course moteur.

La pompe, pendant ce temps, a refoulé l'eau contenue entre le piston de droite et la cloison, et aspiré une autre cylindrée entre le piston de gauche et cette même cloison.

Le changement de marche se produit d'une façon simple : peu de temps avant d'arriver à fond de course, le piston de gauche a buté sur un collier solidaire du tiroir et l'a entraîné avec lui. Il a ainsi ouvert l'admission à gauche, et l'échappement à droite.

Un système très simple de compensateur, composé d'une bague dans laquelle coulisse chaque extrémité du tiroir, permet de le renvoyer en sens inverse lorsque, par suite de l'inertie, il a dépassé le point auquel il devait s'arrêter. Ce déplacement, très faible d'ailleurs, se produit par suite de l'ouverture d'un petit conduit de vapeur, qui est refermé aussitôt que le tiroir a repris sa position normale. La vapeur qui a servi à ce déplacement est échappée par un orifice du tiroir disposé à cet effet.

La pompe de M. Robinson est munie sur sa conduite de refoulement, soit d'un réservoir ordinaire, soit d'un régulateur hydraulique.

Ce dernier appareil a sur le réservoir d'air l'avantage d'assurer un débit constant de la pompe même au moment du changement de marche à la fin de chaque course.

Quelques chiffres que nous extrayons de la *Revue industrielle* nous donneront une idée des dimensions et des résultats qu'on peut obtenir avec cette pompe.

	Faible élévation.	Haute élévation.
Course des pistons	150^{mm}	150^{mm}
Diamètre des pistons	100	100
Nombre de courses doubles par minute	300	300
Pression de la vapeur	7^{kg}	7^{kg}
Débit à l'heure	$32^{m^3},6$	$17^{m^3},9$
Surface des pistons « vapeur »	66^{cm^2}	66^{cm^2}
id. « eau »	60^{cm^2}	33^{cm^2}
Hauteur du refoulement	35^{m}	$73^{m},5$
Dépense de vapeur par m³ d'eau élevée	$3^{kg},5$	$6^{kg},4$
Charbon par m³ d'eau élevée	$0^{kg},437$	$0^{kg},800$
Poids de la pompe	150^{kg} environ	
Encombrement : Hauteur	$0^{m},26$	
Largeur	$0^{m},30$	
Longueur	$0^{m},83$	

Les chiffres donnés pour le rendement, étant obtenus par le calcul, lors de la construction de la pompe, ont sans nul doute à être abaissés dans la pratique ; mais le résultat n'en reste pas moins remarquable.

Moteur-pompe Durozoi (*fig.* 128-129). — C'est une pompe à action directe qui a l'avantage de fonctionner indifféremment à la vapeur, à l'air comprimé ou à l'eau sous pression. Il va sans dire qu'il est nécessaire de munir dans chacun de ces cas le piston moteur de garnitures appropriées.

La pompe en elle-même est excessivement simple ; elle est à double effet avec piston à garniture de cuir et porte un réservoir d'air

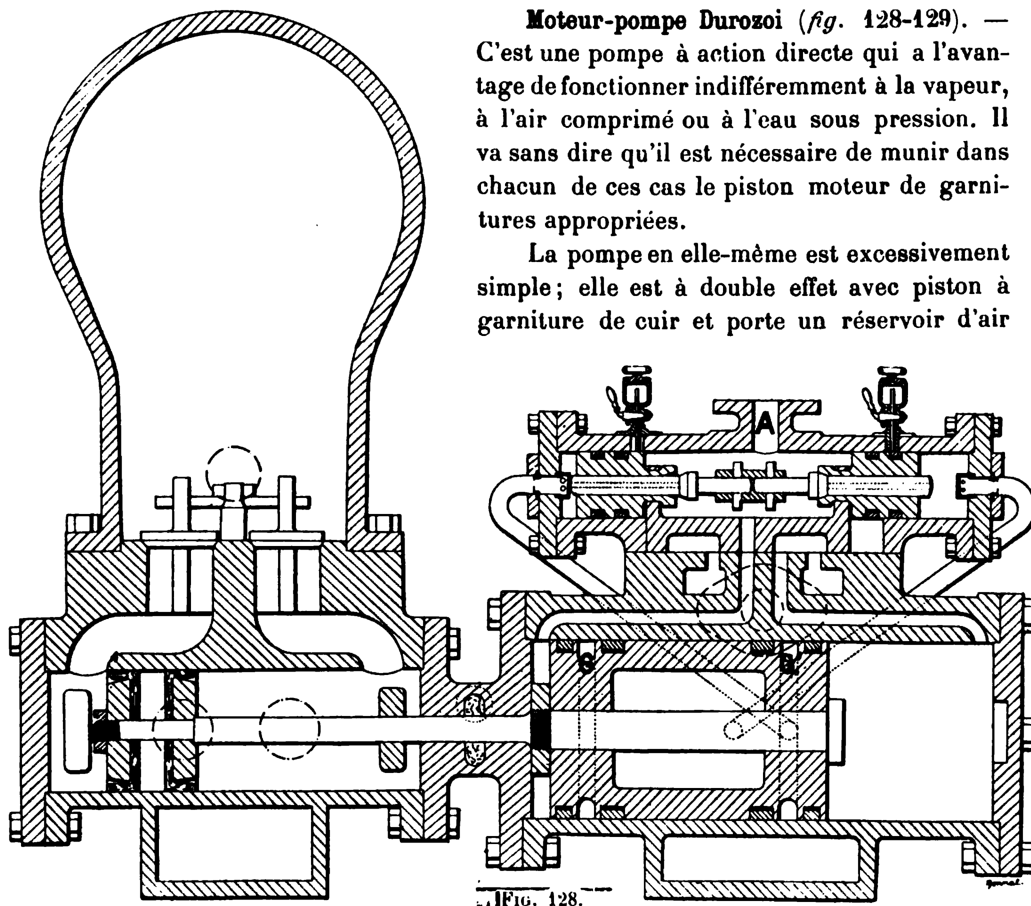


Fig. 128.

sur le refoulement. Le moteur (*fig.* 128) se compose d'un cylindre en fonte assez long

dans lequel se déplace un piston d'une longueur un peu supérieure à la moitié de la sienne et portant, à une faible distance de chacune de ses extrémités, une gorge circulaire G comprise entre deux garnitures G′ dont nous verrons le but plus loin.

Le cylindre est muni de deux orifices d'admission placés à côté l'un de l'autre et de deux autres pour l'échappement, placés extérieurement à ceux-ci. Le tiroir est plat et ne porte qu'un orifice pour l'admission situé entre deux excavations destinées à mettre successivement les deux faces du piston en communication avec l'échappement en temps utile. Le tiroir porte à ses extrémités deux oreilles sur lesquelles s'appuient les deux petits pistons d'un tiroir secondaire chargé d'assurer les déplacements du tiroir principal. Chacun de ces petits pistons est percé d'un clapet qui forme en même temps tige ; les deux tiges sont réunies par un manchon à clavette.

Les deux faces du tiroir-piston communiquent avec le cylindre par des tubes en cuivre croisés qui viennent déboucher aux environs de la partie médiane du cylindre moteur, aux points où viennent les gorges G et G′ quand le piston arrive aux extrémités de course.

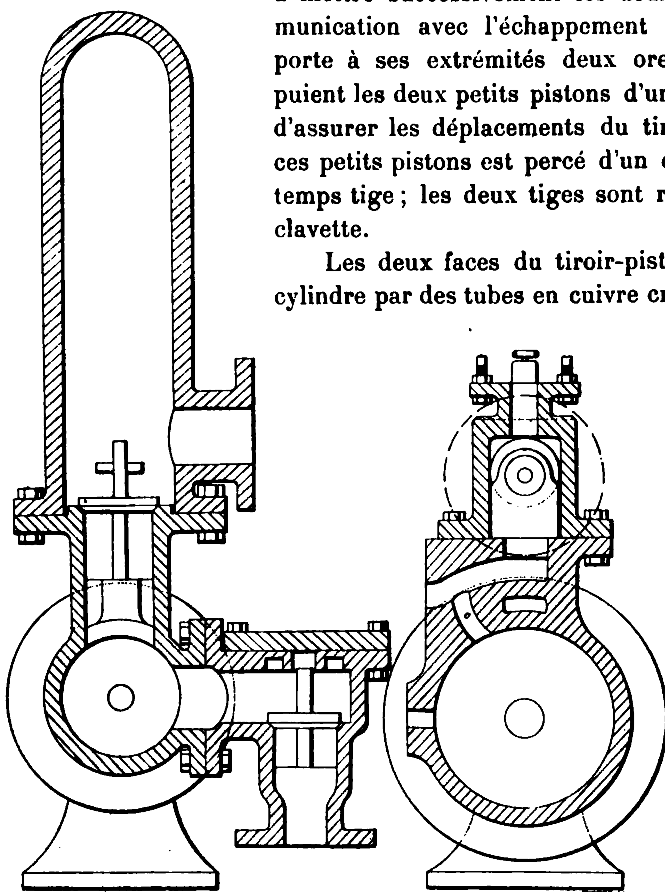


Fig. 129 et 130.

Enfin, sur la même section perpendiculaire à l'axe des tiges, faite par un de ces petits orifices, se trouve un canal O (Voir la coupe), qui communique toujours avec l'échappement.

La vapeur (nous admettons l'emploi de la vapeur) arrive dans la boîte du tiroir en A et passe, dans la position actuelle, sur la face de gauche du piston, qu'elle chasse vers la droite ; arrivée presque à fond de course, la gorge de la partie de gauche du piston passe en face de l'ouverture du tuyau qui fait communiquer avec la face de droite du tiroir-piston ; cette face se trouve, par cette gorge même et le conduit O, en communication avec l'échappement, tandis que la face de gauche du tiroir-piston est soumise à la pression de la vapeur vive qui a passé par le petit clapet qui est ouvert. Le tiroir-piston est alors déplacé vers la droite en entraînant avec lui le tiroir principal. Le sens de la marche est alors renversé ; les petits clapets des pistons du tiroir secondaire permettent le passage de la vapeur sur les deux faces ; en pratique, on peut les supprimer, les fuites étant suffisantes pour remplir de vapeur les petits cylindres

Il importe de remarquer que le couvercle avant du cylindre moteur est venu de fonte avec celui arrière du corps de pompe; cette particularité permet l'emploi d'un seul presse-étoupe.

II. — POMPES A VAPEUR A ACTION DIRECTE DANS LESQUELLES LE TIROIR EST COMMANDÉ MÉCANIQUEMENT

Pompe Earle. — La machine américaine construite par Diétrich, de Reichoffen, et qui parut à l'Exposition de 1867, semble avoir été le point de départ des pompes à taquets.

Des taquets fixes sur la tige du piston à vapeur traînaient le tiroir (sorte de cylindre dont les extrémités constituent de véritables pistons) pendant plus de la demi-course; après quoi, de petits orifices supplémentaires étaient découverts et déterminaient l'introduction d'une certaine quantité de vapeur, grâce à laquelle s'achevait le déplacement du tiroir. Dans ce système, les taquets traînent quelque temps le tiroir à contre-vapeur.

Pompe Lee-Mazeline. — L'ancienne pompe Lee de l'Exposition de 1867, reprise par la maison Mazeline du Havre, est la première pompe *duplex* qui ait fonctionné couramment.

Elle comporte deux cylindres parallèles, et le piston de l'un actionne, par un système de leviers convenable, le tiroir de l'autre. Ce tiroir est du type ordinaire, comme le montre la figure 131. On réalise ainsi une distribution analogue à celle de deux excentriques calés à 90°.

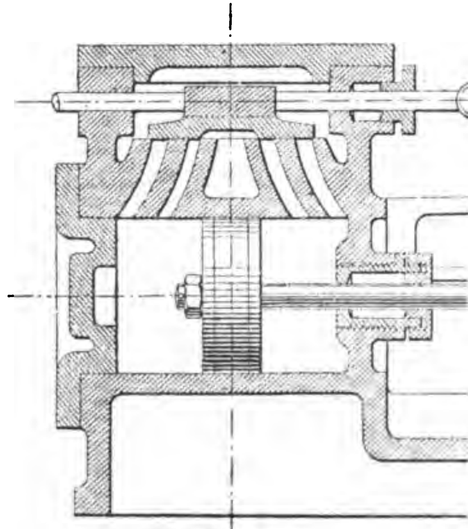


Fig. 131.

Aucun système ne relie entre eux les deux pistons. On compte sur la tendance de l'eau à prendre un mouvement uniforme pour régler leurs positions réciproques, de sorte que l'un soit à fond de course quand l'autre est à mi-course.

La distribution comporte une avance assez importante, de sorte que cette machine doit marcher à allure rapide et supporter des chocs assez violents, l'inertie des pièces en mouvement pouvant seule contre-balancer cette avance.

Pompe Cameron. — Dans la pompe américaine Cameron, dont le brevet fut acquis par la maison Tangye frères, le tiroir était conduit par un grand levier relié par une bielle à la tige du piston.

Pompe Silver. — Cette pompe américaine, construite pour l'épuisement de la

mine Ontario (Utah), a été décrite dans la *Revue industrielle*, année 1876 ; elle est représentée par la figure 132. On voit que la tige du piston à vapeur conduit directement un piston plongeur de grandes dimensions agissant à la fois dans deux pompes à simple effet accolées.

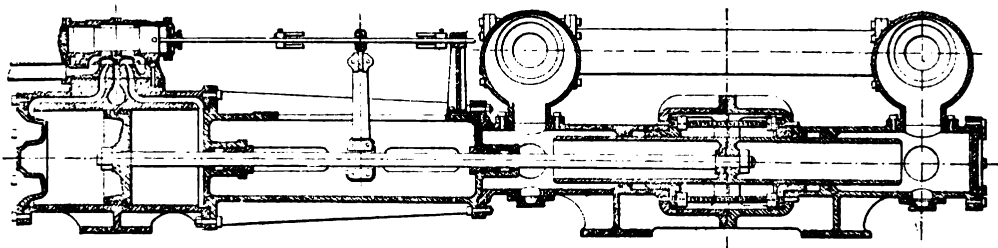


Fig. 132 et 133.

La distribution de vapeur est assurée au moyen d'un tiroir auxiliaire que déplace un taquet fixé sur la tige du piston.

Pompe Belleville. — M. Belleville est arrivé à rendre pratiques les pompes dans lesquelles un taquet traîne le tiroir (genre Earle précité) au moyen d'un dispositif permettant de supprimer, aux fins de course, le travail de refoulement de la pompe. Les figures 134 à 137 représentent une pompe Belleville telle que celles qui sont si souvent employées comme petit cheval alimentaire.

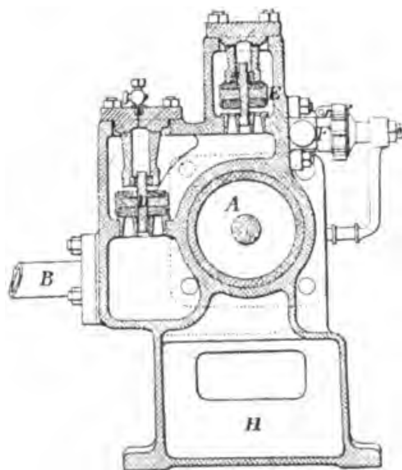


Fig. 134.

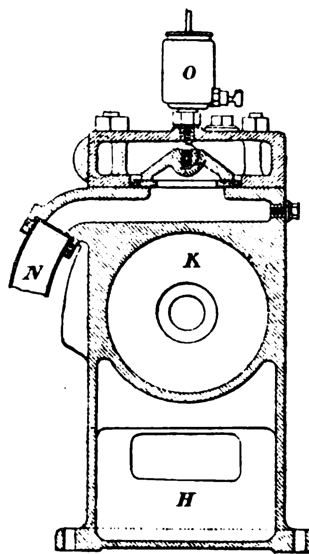


Fig 135.

Le petit cylindre à eau A, avec ses soupapes C et E d'aspiration et de refoulement, n'offre d'intérêt que par l'adjonction du robinet F permettant de mettre en communication l'aspiration et le refoulement, et facilitant ainsi le passage du tiroir

d'une position à l'autre. Ce robinet F est mû (*fig.* 137) par une bielle G, reliée au mécanisme de la distribution.

La distribution est assurée par le tiroir ordinaire L, mis en mouvement dans un sens ou dans l'autre par les oscillations de la fourche T, dont la tige porte le butoir S, et dont la course est limitée par les butées à ressort U, U.

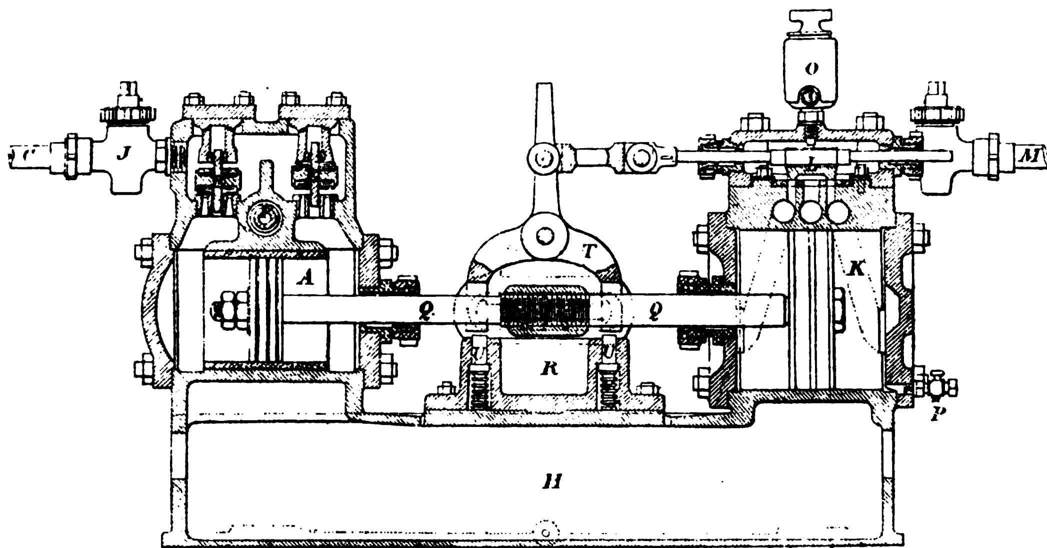


Fig. 136.

Les besoins nouveaux de l'alimentation des générateurs de vapeur ont amené la maison Belleville à modifier ce type primitif et à créer, en 1894, le type horizontal et, en 1899, le type vertical.

L'un et l'autre sont construits pour atteindre le même but. Le cheval alimentaire horizontal (*fig.* 138 et 139) se compose d'un cylindre à vapeur en fonte (1) dans lequel

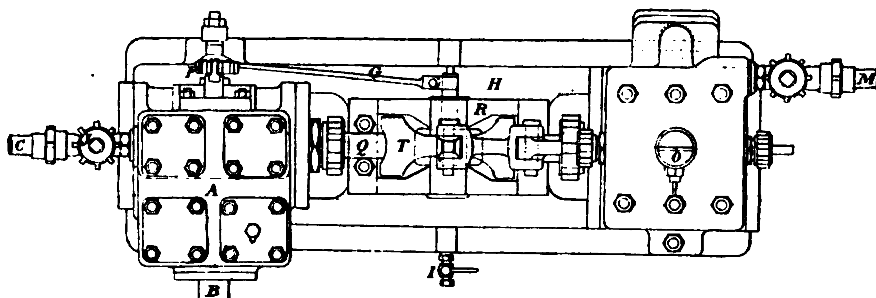


Fig. 137.

se meut un piston évidé, en acier coulé, muni de deux segments ; sa tige est rattachée par un manchon (11) à celle du piston en bronze de la pompe, ce dernier ayant également deux segments. Le corps de pompe en bronze (5) est venu de fonte avec les boîtes à clapets qui portent chacune une tubulure à bride pour la fixation de l'aspiration ou du refoulement. Il est réuni au cylindre moteur par un bâti en acier coulé (14).

La distribution s'opère toujours de la même façon. Un taquet solidaire du manchon d'accouplement des tiges rencontre successivement les deux branches d'une fourche (12) articulée sur un axe fixe, et dont la queue commande la tige du tiroir par une biellette. Le tiroir est maintenant cylindrique et à segments : il se meut dans un chemin en bronze vissé sur le cylindre.

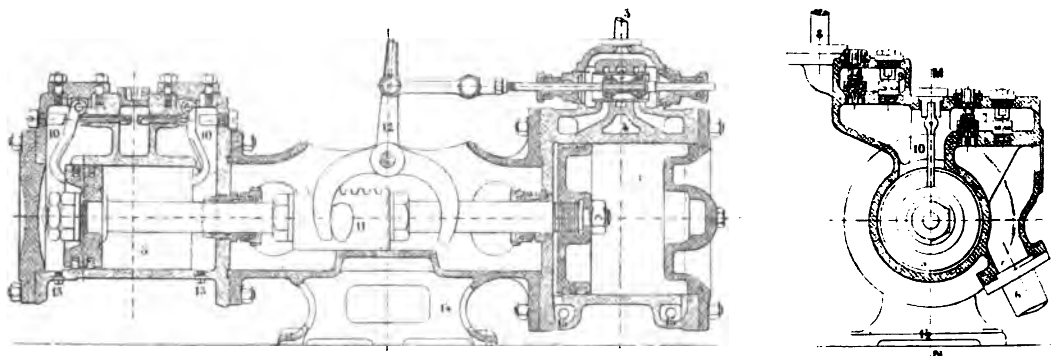


FIG. 138 et 139.

La particularité intéressante de cette machine réside dans les organes désignés sous le nom de leviers-clapets (10). Les pompes de ce type, étant destinées à alimenter les générateurs à vaporisation rapide construits par la maison Belleville et nécessitant un niveau d'eau constant, devaient satisfaire à une condition importante pour la bonne marche de l'ensemble : nous voulons dire que l'alimentation devait être automatique. Voici comment le problème a été résolu. Lorsque le niveau normal est atteint dans la chaudière, un flotteur placé dans le collecteur ferme le refoulement; il ne le rouvre que lorsque le niveau baisse. Malgré cette intermittence, il n'est pas nécessaire d'arrêter la pompe. En effet, lorsque le refoulement est fermé, la pression augmente, le cheval ralentit sa marche, et des fuites se produisent sur les segments du piston; mais ce ralentissement pourrait, aux extrémités de course, au moment où le tiroir passe d'une position à celle opposée, causer l'arrêt complet : les leviers-clapets permettent de l'éviter. Leur fonctionnement est simple. Un peu avant d'arriver à fond de course, le piston de la pompe soulève un levier-clapet, qui, en temps ordinaire, retombe en place par son poids; ce soulèvement démasque l'orifice d'un tube qui fait communiquer le refoulement avec l'aspiration ; il s'ensuit une diminution considérable de la pression à vaincre, d'où un accroissement de vitesse suffisant pour passer le point mort. La vitesse se ralentit ensuite, et ne s'accélère plus qu'à l'autre extrémité de course.

Ce dispositif fonctionne également lorsque le refoulement est ouvert ; mais il ne serait pas indispensable si l'on n'avait pas à réaliser cette alimentation automatique.

Le cheval vertical (*fig.* 140 et 141) possède les mêmes organes, agencés un peu différemment par suite de sa disposition particulière.

Le manchon d'accouplement des tiges porte un butoir de forme spéciale dans lequel passe et glisse une tige articulée au levier de distribution du cylindre à vapeur. Chaque extrémité de cette tige est munie d'une rondelle d'acier recouverte

de fibrine sur laquelle s'amortissent, à chaque extrémité de course, les chocs concomitants du changement de marche.

Les leviers-clapets existent également dans le type vertical; celui qui est à la partie supérieure du corps de pompe n'a pas été modifié, puisque son poids lui permet de retomber sur son siège ; mais celui de la partie inférieure a nécessité un agencement particulier, représenté sur la figure. Le mouvement produit à fond de course sur le petit levier articulé est transmis par une bielle qui provoque la levée du clapet et dont le poids est suffisant pour ramener le tout en place lorsque le piston commence à remonter.

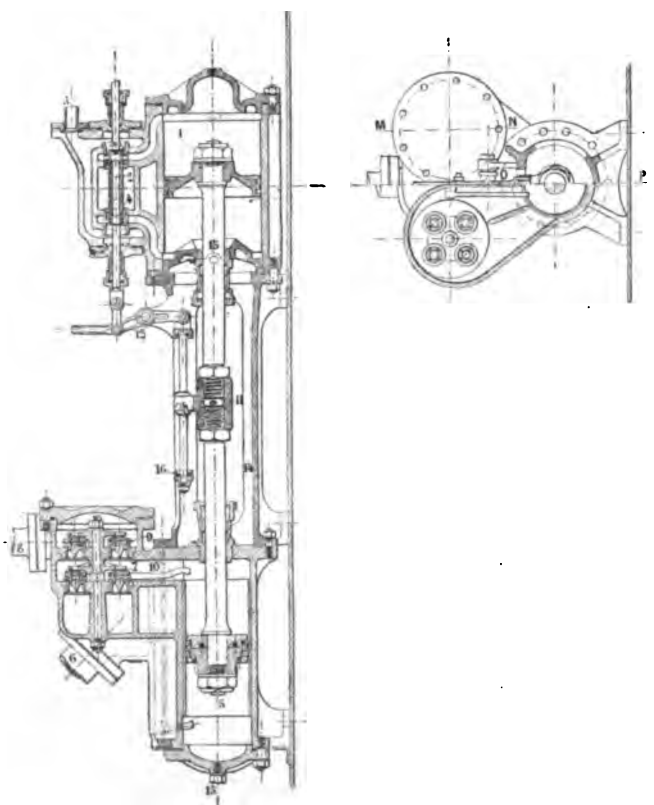


Fig. 140 et 141.

Les petits chevaux alimentaires verticaux sont surtout employés pour les générateurs de navire, à cause de leur faible encombrement, et ceux horizontaux pour les installations à terre, sans cependant que ceci soit une règle stricte. Ils peuvent aussi être employés comme pompe d'incendie. Les cylindres et les corps de pompe sont essayés à la presse hydraulique pendant leur usinage, les premiers à 25 kilogrammes et les seconds à 35 kilogrammes par centimètre carré.

Voici quelques données sur deux pompes verticales ayant figuré à l'Exposition universelle de 1900.

	1	2
Diamètre du cylindre à vapeur	322 millimètres	232 millimètres
— du corps de pompe	220 —	152 —
Course	400 —	300 —
Débit à l'heure	42 mètres cubes	18 mètres cubes
Nombre de clapets dans chaque boîte.	7	4

Pompes Blake. — Dans ce type de pompe, on a cherché à obtenir le démarrage dans n'importe quelle position, à éviter les chocs aux fonds de course, et à avoir des courses entières pour le piston à vapeur; enfin, on est arrivé à régler, même en marche, la course de la machine.

Les figures 142, 143, 144 permettront de bien comprendre cette intéressante distribution, qui se compose d'un piston auxiliaire B, d'un tiroir principal D et d'un tiroir auxiliaire C. Considérons la position de la figure 142 : le piston A est à son fond de course droite, en même temps le piston auxiliaire B et le tiroir D sont à fond de course gauche, pendant que le tiroir C est à son fond de course droite.

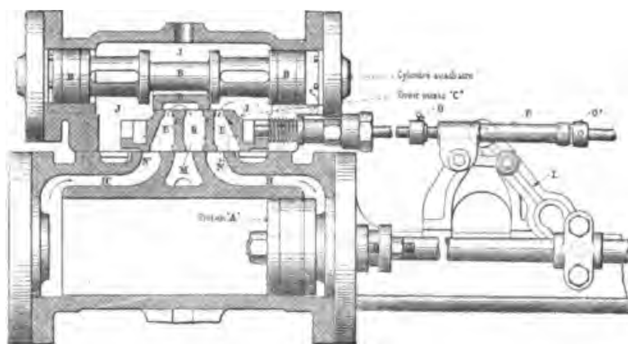


Fig. 142.

Dans ces conditions, la vapeur de la boîte J arrive, par EH, à droite du piston, tandis que l'échappement se fait par H'E'KM; le piston se meut donc vers la gauche.

A un certain moment avant le fond de course gauche, le tiroir C va se mettre en mouvement vers la gauche et, grâce aux lumières R, R et aux portées S, S', déterminera l'arrivée d'une certaine quantité de vapeur à gauche du piston B.

Ce piston, dans son déplacement vers la droite, entraînera le tiroir principal, assurant ainsi le changement de marche de la machine ; on voit que la portée S viendra fermer N, tandis que S' découvrira N', d'où admission de vapeur à gauche de B, pendant que la portée V, franchissant Z, met, par R et X, le côté droit de B en communication avec l'échappement.

On comprend ainsi que, la vapeur étant admise, la pompe démarre dans toutes les positions, même au cas où D ferme à la fois E et E', ce qui se produit à toutes les courses; N ou N' est ouvert, et, si la vapeur ne peut pénétrer directement dans le cylindre moteur, elle pénètre sur l'une des faces de B, et fait déplacer D, qui démasque E ou E'. Le piston est, de plus, disposé de manière à assurer une avance réelle rendant impossibles les chocs du piston contre les fonds du cylindre.

Comment maintenant est obtenu le mouvement du tiroir auxiliaire C? Dans la construction actuelle (*fig.* 142), MM. Glaenzer et Perreaud (Paris) commandent le tiroir C au moyen d'un levier L, actionné par la tige du piston principal; ce levier porte un manchon qui glisse sur la tige du tiroir auxiliaire et détermine son mouvement en poussant l'une ou l'autre des deux bagues O et O'; il est facile de voir qu'on peut par conséquent — même en marche — modifier la détente en écartant ou rapprochant ces deux bagues.

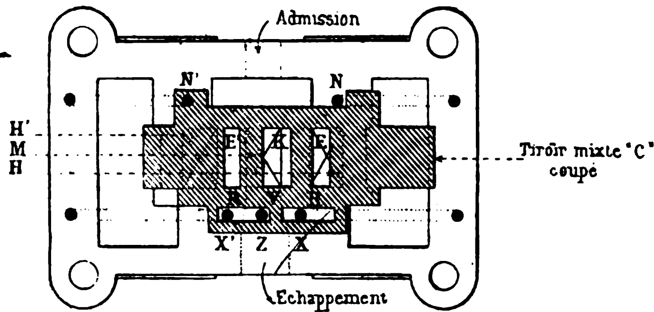


Fig. 143.

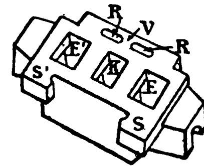


Fig. 144.

Ayant ainsi décrit en détail la distribution de la pompe Blake, il devient inutile de donner de plus longues indications sur les caractères de cette machine, représentée figure 145.

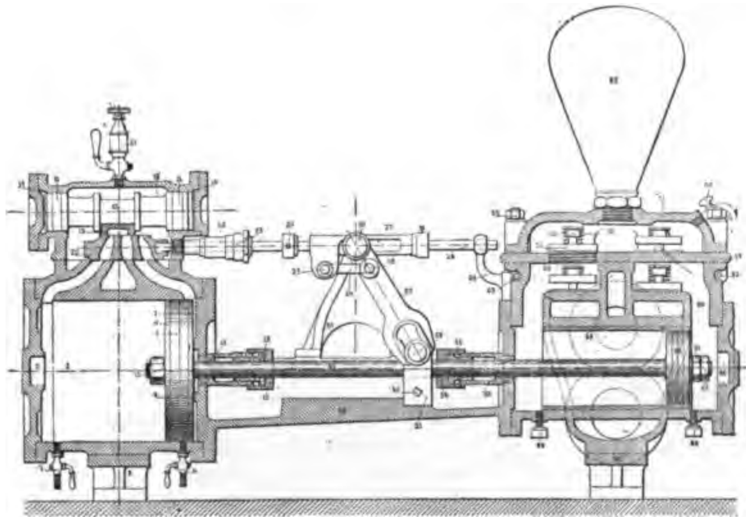


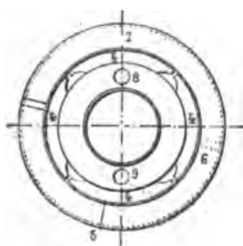
Fig. 145.

Les figures 146 et 147 donnent, de plus, les détails de construction d'un type de piston à segments extensibles, la figure 146 relative aux petits diamètres, la figure 147 aux grands.

Dans la première, 1 et 2 représentent les deux plateaux, 3 un écrou tronconique, dont l'avancement contre le plateau 2 amène l'ouverture des segments 4; ces segments sont coniques, et maintenus par la bande d'acier 5. L'avancement de

l'écrou s'obtient au moyen de la clef 10, entrant dans les trous 8 et 9 ; enfin, la garniture mobile, en fibre caoutchoutée rectangulaire, est indiquée en 6-7.

Dans la figure 147, les segments mobiles 3, 4, 5 maintenus entre les plateaux 1 et 2 peuvent être déplacés par trois vis à têtes rondes munies d'une barrette cylindrique ; les deux plateaux sont réunis par trois vis à têtes carrées 11, 12 et 13.



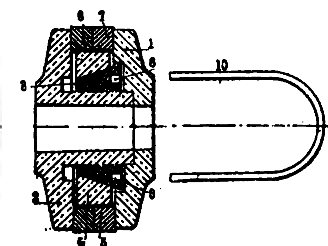
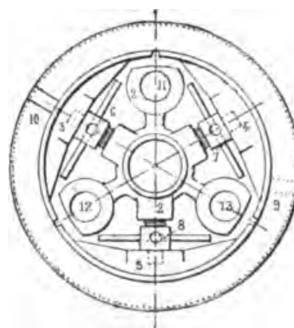


Fig. 146.



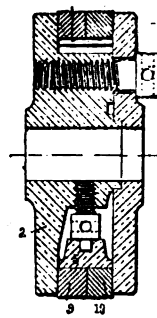


Fig. 147.

Donnons maintenant quelques renseignements sur les types les plus courants.

1° Types horizontaux. — Pour les pompes alimentaires ou pour celles destinées à refouler à des hauteurs supérieures à 30 mètres, lorsqu'on ne dispose que d'une faible pression de vapeur, il existe un type de pompe simple, qui peut démarrer avec une pression effective de $0^{kg},2$.

En voici des exemples :

DÉBITS par MINUTE	NOMBRE de COUPS par minute	DIAMÈTRES EN MILLIMÈTRES — PISTON A VAPEUR	PISTON A EAU	COURSE
litres.		millimètres.	millimètres.	millimètres.
94	125	184	70	178
380	100	356	127	305

Lorsqu'on dispose d'une pression de vapeur de 5 kilogrammes environ, on peut, pour obtenir des refoulements à grandes hauteurs, inférieures toutefois à 120 mètres, employer soit un type de pompe simple, soit un type duplex, conformément aux données ci-après :

DÉBITS par MINUTE	NOMBRE de COUPS par minute	DIAMÈTRES EN MILLIMÈTRES — PISTON A VAPEUR	PISTON A EAU	COURSE
litres.		millimètres.	millimètres.	millimètres.
		TYPE SIMPLE		
580	100	254	152	305
3.000	50	508	356	610
		TYPE DUPLEX		
160	100	133	89	127
565	80	229	133	254

Lorsqu'on a de fortes pressions de vapeur à sa disposition, et qu'il faut s'assurer des refoulements importants, à des hauteurs de 15 mètres, par exemple, ou s'appli-

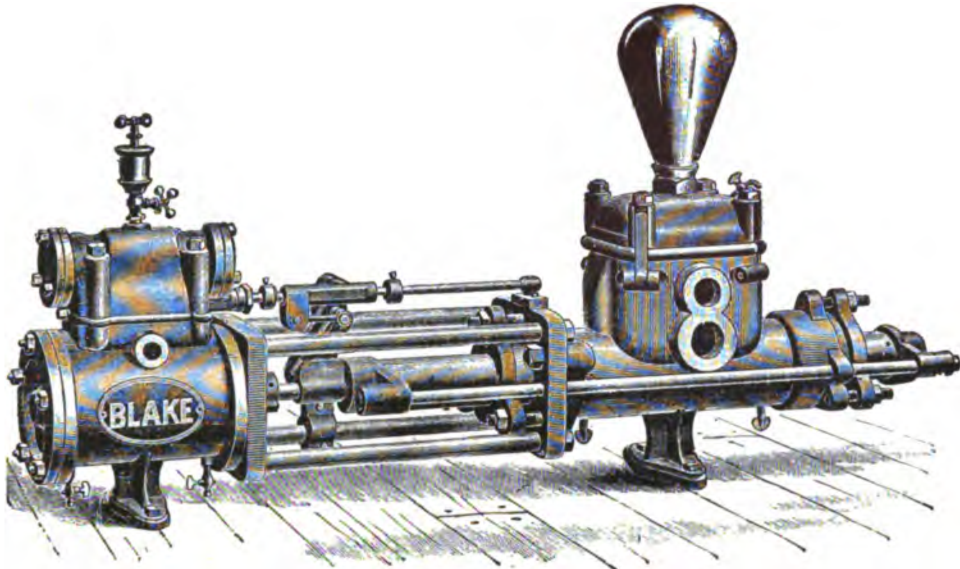


Fig. 148.

quant à des eaux boueuses ou chargées de matières, on emploie des types à doubles

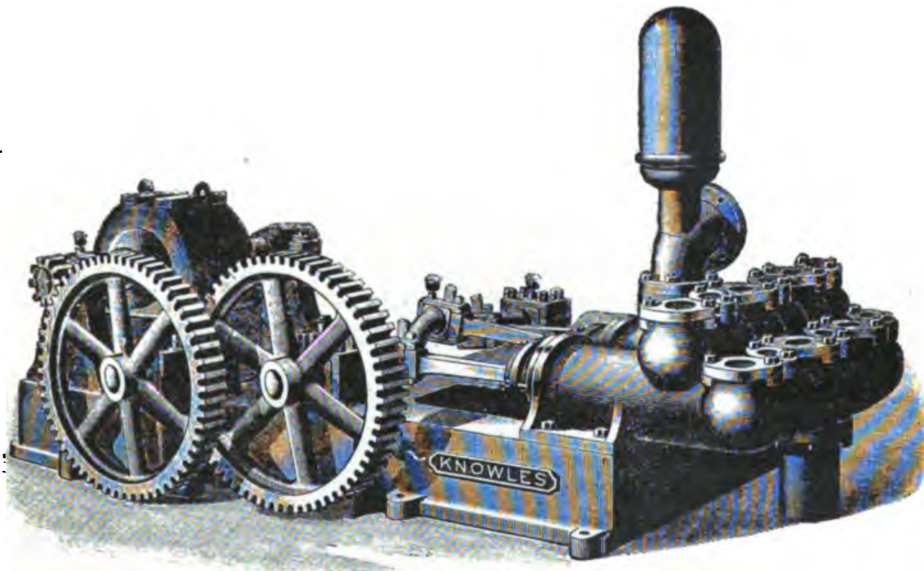


Fig. 149.

pistons plongeurs avec tiges d'entraînement et presse-étoupes extérieurs (*fig.* 148). La machine peut être simple ou compound.

Lorsqu'on veut commander la pompe par dynamo, on peut utiliser avec avan-

tage un type triplex (*fig.* 149) avec calage à 120° et plongeur simple ou double comme ci-dessus.

2° Types verticaux. — Il reste à dire quelques mots des types verticaux, employés, par exemple, pour le forage des puits ou l'épuisement. Ces types doivent être légers, robustes, faciles à visiter et à manier; on doit pouvoir les suspendre à toutes profondeurs.

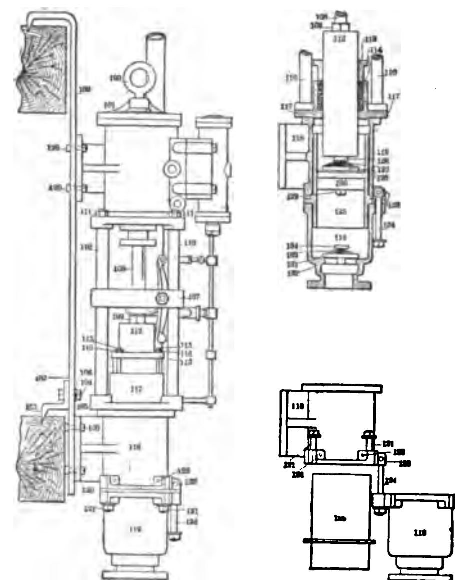


Fig. 150, 151 et 152.

Les figures 150 et 152 donnent le détail d'un dispositif dans lequel le piston inférieur portant le clapet de refoulement est surmonté d'un plongeur différentiel, les sections dans le rapport de 1 à 2; ce type est donc à double effet.

La figure 151 montre nettement la disposition des clapets et du système différentiel; la figure 152 donne la disposition simple permettant le démontage de l'aspiration et l'enlèvement de la chemise 125.

Pour les puits profonds, les refoulements à très grandes hauteurs ou les eaux chargées de matières en suspension, il existe un type avec seulement un piston plongeur en acier et des presse-étoupes extérieurs.

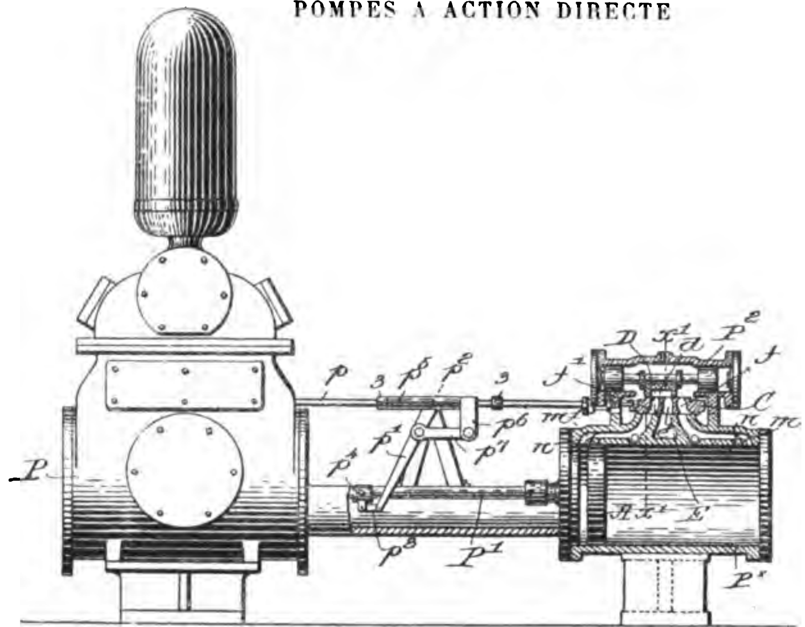
Enfin, il existe un type duplex, pour la marine, dans lequel les pièces en bronze prédominent naturellement, et qui est muni du système de réglage en marche précédemment décrit.

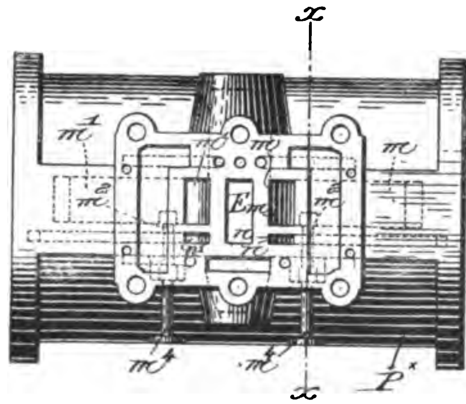
Pompe Hall. — Afin d'éviter les chocs dus à l'entrée ou à la sortie brusque de la vapeur dans le cylindre des pompes à action directe, M. Hall a apporté à la pompe Blake un perfectionnement assez simple (*fig.* 153 à 156). Pour cela, il a partagé en deux parties inégales les orifices et conduits du tiroir intermédiaire C et du cylindre P. De plus, il a fait déboucher dans le cylindre les petits conduits n et n_1, beaucoup plus près des fonds que les grands m et m_1.

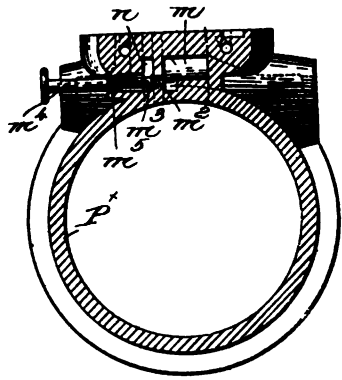
Il est maintenant facile de voir ce qui se passera au moment de l'admission. Le piston, étant à fond de course, masquera m ou m_1, et le démarrage sera produit très doucement par la vapeur arrivant en petite quantité par n ou n_1.

Pour diminuer le choc dû à la vitesse de sortie à l'échappement, M. Hall a donné au creux d du tiroir D une largeur seulement suffisante pour faire communiquer e_1 ou e'_1 avec e; de cette façon, f et f_1 sont fermés quand le tiroir est dans la position d'échappement, et la vapeur comprise entre m et le fond est comprimée : le choc à fond de course est donc supprimé.

Comme ce départ sous une faible impulsion et cette compression produisent un ralentissement dans la marche, on a muni le cylindre de communications m_2, m_2 entre m, n et m_1, n_1 qui, en temps ordinaire, sont fermés par des robinets à pointeau m_4, m_4,







IG. 153, 154 et 155.

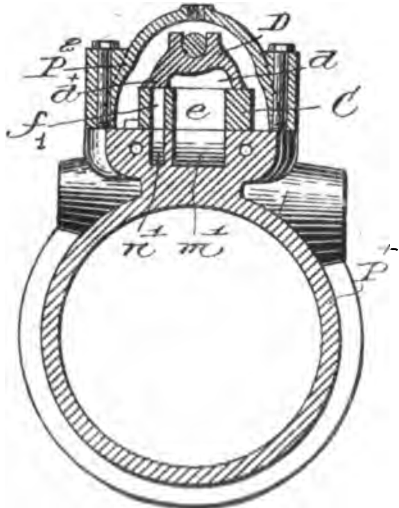


Fig. 156.

qu'on peut ouvrir partiellement ou totalement lorsqu'on met en marche à une allure plus vive.

Pompe Kennedy. — La pompe Kennedy est caractérisée par la simplicité de sa distribution (*fig.* 157, 158 et 157 *bis*, 158 *bis*).

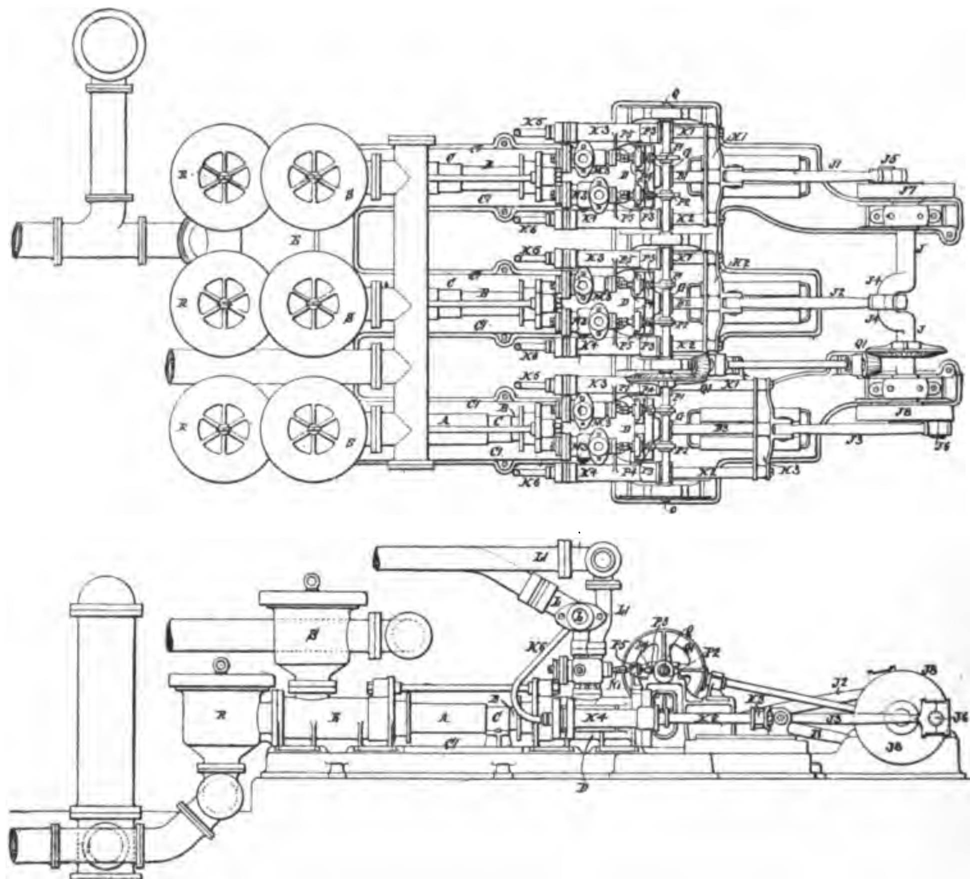


Fig. 157 et 158.

L'ensemble de la machine se compose de trois pompes à action directe, à simple effet, absolument semblables et calées à 120° sur un arbre J. Les pistons plongeurs A des pompes, venus d'une seule pièce avec les pistons moteurs B, sont supportés par des coulisseaux C qui glissent sur le bâti entre les cylindres moteurs D et les corps de pompe E. Les fonds des cylindres sont traversés par des tiges B_1, B_2, B_3, qui sont liées aux bielles J_1, J_2, J_3, par les crosses H_1, H_2, H_3.

Les soupapes d'admission et d'échappement de chaque moteur sont situées dans des boîtes séparées et sont commandées par des cames P_1 et P_2 portées par l'arbre Q qui est mis en mouvement par le système des deux engrenages coniques Q_1, Q.

Afin de supprimer l'emploi des ressorts pour rappeler les soupapes constamment sur leur siège, on a disposé ces dernières de façon que leur plus grande section soit

soumise à l'action de la vapeur de celui des deux milieux qu'elle doit mettre en communication, et dont la pression est la plus élevée. Ainsi la soupape d'admission M sera maintenue sur son siège par l'action de la vapeur venant du générateur, et la soupape d'échappement N par celle de la vapeur contenue dans le cylindre moteur.

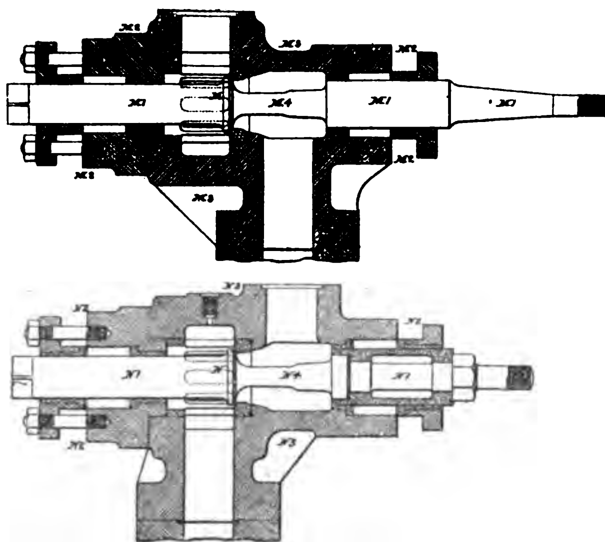


Fig. 157 *bis* et 158 *bis*.

Dans le but de régulariser la marche de la pompe et d'éviter l'emballement au cas où le désamorçage se produirait, on a adjoint, de chaque côté des cylindres moteurs, deux petits cylindres K_3 et K_4, dont les pistons K_1 et K_2 sont liés aux crosses H_1, H_2, H_3, et dans lesquels une partie de l'eau refoulée, amenée par les conduits K_5, K_6, agit constamment en sens contraire de l'effort moteur.

Pompes à action directe J. Weir. — Les pompes à action directe Weir sont caractérisées par la forme de leur distributeur de vapeur. Elles sont disposées verticalement. Le cylindre, à la partie supérieure, est maintenu à distance du corps de pompe par des colonnettes en fer (*fig.* 161).

La boîte à vapeur D (*fig.* 159 et 160) se trouve à la partie inférieure du cylindre, et peut être rapportée ou venue de fonte avec lui. Le tiroir principal F est de forme cubique extérieurement et se déplace dans une direction perpendiculaire à l'axe des pistons du moteur et de la pompe. La face opposée à celle par laquelle il repose sur le cylindre est munie de plusieurs orifices alternativement couverts et découverts par un tiroir auxiliaire M, dont la tige M_2 est commandée par un levier attaché à la tige commune du piston et du plongeur. Une cloison en fonte F_2, percée d'un trou central, partage en deux parties égales la cavité cylindrique du tiroir principal F. Dans chacune de ces deux parties, est ajusté un piston fixe G ou G_1, dont la partie centrale externe vient buter sur des rondelles G_3. tenues par des vis sur les parois de la boîte à vapeur D. Il est facile de comprendre que F glissera sur ces pistons lorsque, par suite d'un déplacement du tiroir M, les orifices K ou L assureront l'entrée de la vapeur dans l'une des cavités, pendant que celle contenue dans l'autre s'échappera par les conduits C_2 ou C_3, qui seront mis en communication avec l'échappement principal C_1CP par l'espace M_1 du tiroir secondaire.

L'admission au cylindre moteur se fait par les orifices A et B, lorsque ceux J ou H sont placés au-dessus d'eux et que le tiroir M laisse découverts les conduits H_2 ou J_2, situés sur la face opposée de F.

La figure 162 montre en plan le dispositif des orifices d'introduction et la forme

particulière du tiroir M. On remarque la différence de section entre les orifices H_2 et J_2, destinés à conduire la vapeur au cylindre, et les orifices K, L, qui doivent seulement assurer le déplacement du tiroir principal.

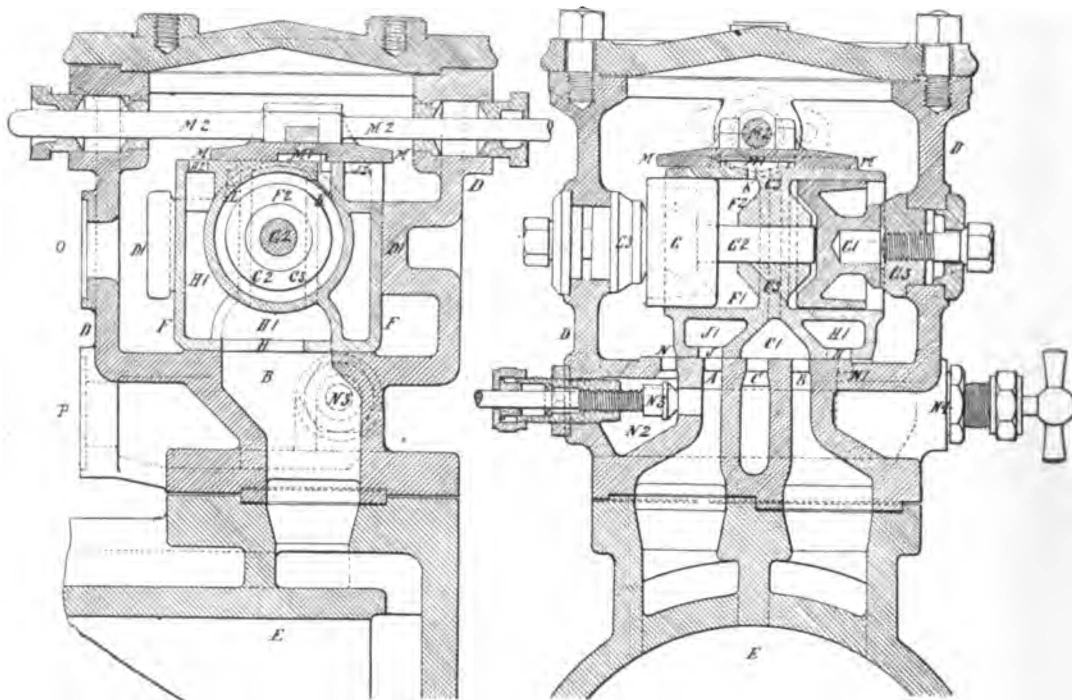


Fig. 159 et 160.

La forme extérieure de M est déterminée par la position des orifices H en question et par le degré de détente qu'on veut obtenir.

Voyons le fonctionnement de cette distribution, et remarquons d'abord que les deux coupes figures 159 et 160 ne se correspondent pas, attendu que, dans celle figure 159, il y a admission dans la partie basse du cylindre par H_1, H_2, B, tandis que, dans celle figure 160, il y a échappement dans la même partie par B, C_1, C, P.

Le plan figure 162 correspond à la coupe figure 159; partons de cette position. Quelque temps avant que le piston atteigne le haut de sa course dans le cylindre, la tige M_2 va s'être suffisamment déplacée pour que M ait fermé l'admission en H_2, ainsi que la porte L; par contre, il aura ouvert la porte K pendant que la cavité M_1 va mettre L en communication avec l'échappement par C_2. La vapeur, entrant par K, chassera le tiroir dans le sens perpendiculaire à l'axe du cylindre, fermant ainsi l'admission du fond du cylindre B et le mettant en communication avec l'échappement, tandis que, pour le haut du cylindre, A prendra la position d'admission ; mais cela n'aura pas lieu avant que le piston, en finissant sa course, n'ait entraîné M suffisamment pour démasquer J_2. La course en sens inverse s'opère dans les mêmes conditions.

Il est à remarquer qu'il n'y a pas à craindre de points morts, attendu que l'admission est ouverte immédiatement en arrivant à fin de course.

L'avantage de cette disposition consiste surtout dans la facilité de l'usinage ; il n'y a en effet que les surfaces de glissement à dresser, et les pistons G et G_1 à ajuster; le démontage est très facile et il est rendu plus commode encore par le démontage du couvercle de la boîte à vapeur.



Fig. 161.

Afin d'assurer la régularité de la longueur de la course, l'admission est continuée par les portes N quand le tiroir M a fermé les conduits supérieurs du tiroir principal. La quantité de vapeur ainsi admise est réglable à volonté par les robinets à pointeau N_3 ; cette rentrée de vapeur cesse dès que l'admission a eu lieu dans les cavités G, et, en général, elle n'est employée que lorsqu'on marche lentement.

La pompe en elle-même ne présente rien de bien particulier. Elle peut être bien simple ou double, autrement dit le même cylindre à vapeur peut commander une seule pompe ou en commander deux placées

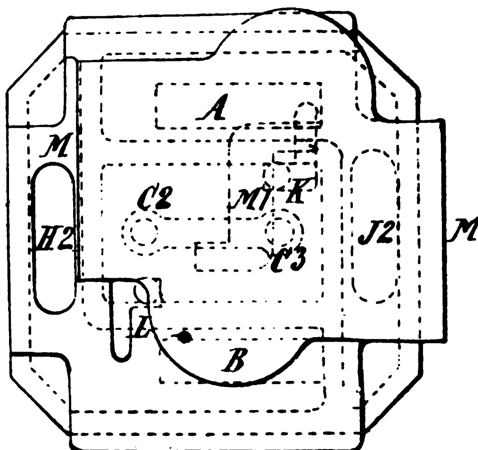


Fig. 162.

symétriquement par rapport à son axe. Les soupapes sont en bronze à canon et multiples, et la grande section de passage offerte ne nécessite qu'une faible levée. Les pistons (celui du moteur comme celui de la pompe) sont munis de segments qui sont chassés contre la paroi cylindrique à l'aide de ressorts.

Voici quelques dimensions relatives aux deux pompes exposées :

	1	2
Diamètre du cylindre.	$0^m,203$	$0^m,304$
Diamètre du corps de pompe. . .	$0\ ,152$	$0\ ,228$
Course des pistons	$0\ ,381$	$0\ ,609$
Débit par course double.	$13^l\ ,50$	$48^l\ ,15$
Nombre de courses par minute.	12	12
Débit par heure	$9.931^l\ ,5$	34.568
Encombrement en surface. . . .	$0^m,54 \times 0^m,55$	$0^m,71 \times 0^m,76$
Hauteur.	$2^m,09$	$2^m,90$

La pompe Weir a surtout été étudiée dans le but de consommer une faible quantité de vapeur. L'inventeur cite, à ce propos, des chiffres d'essais relatés par M. Jeckell, ingénieur électricien de la ville de South Shields, dans l'*Electrical Review;* quatre pompes à action directe furent essayées, et elles élevèrent par kilogramme de vapeur :

1°	31l,3	à	12m,25
2°	18 ,3	à	12 ,2
3°	17 ,77	à	11 ,5
4°	9 ,57	à	11 ,5

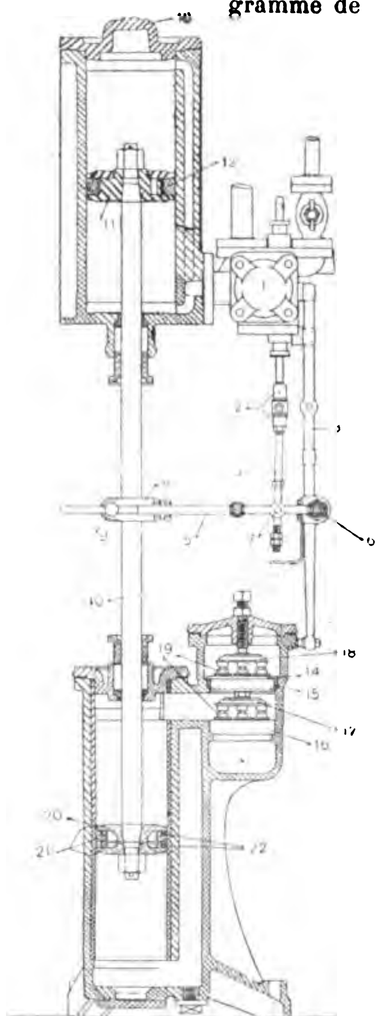


Fig. 163.

Il est facile de voir que ces consommations sont très variables; c'est d'ailleurs ce qui fait que, malgré sa facilité d'adaptation pour tous les services, la pompe à action directe a été réservée jusqu'ici seulement comme pompe d'alimentation de chaudière à vapeur, là précisément où on regarde moins à la consommation de vapeur.



Fig. 164.

Voici les résultats d'essais qui nous ont été fournis par la maison sur la plus petite des deux pompes dont nous avons plus haut donné les dimensions :

Pression de la vapeur employée	7kg,8	7kg,6
Pression sur le refoulement.	11 ,7	11 ,7
Nombre de doubles courses par minute	15,9	6
Litres d'eau débités par kilog. de vapeur. . . .	84l ,5	55l ,3
Rendements (Rapports du volume d'eau débité au volume engendré par le piston de la pompe).	97 p. 100	96,6 p. 100.

Notons, pour finir, que ces pompes sont souvent employées comme pompes marines d'alimentation. Elles sont alors généralement groupées par paires (*fig.* 163 et 164), chacune des pompes restant néanmoins indépendante de la marche de l'autre.

Pompe duplex à double plongeur Gordon et Maxwell. — Cette pompe analogue comme principe aux pompes Mazeline a été construite par MM. Gordon et Maxwell, d'Hamilton (Ohio) ; elle comporte (*fig.* 165) deux corps de pompe à piston plongeur et à double effet et deux cylindres à vapeur.

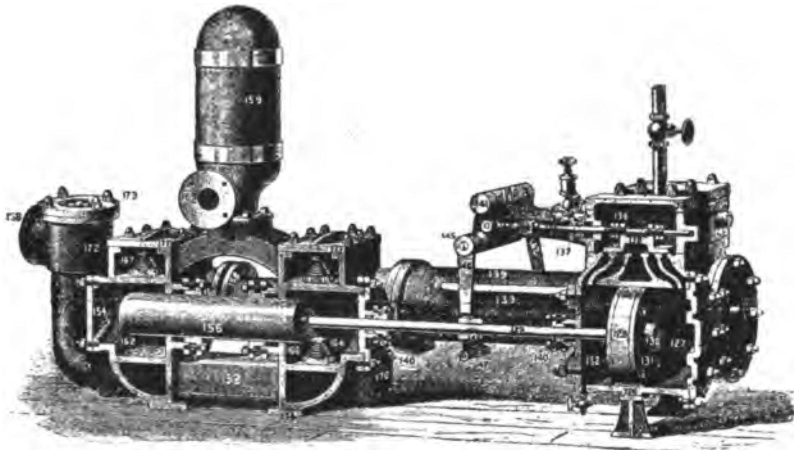


FIG. 165.

156, Piston plongeur du corps de pompe de droite. — 159, Réservoir d'air commun aux deux corps de pompe. — 161, Soupapes de décharge avec leur ressort. — 167-162, Soupapes d'aspiration, avec leur ressort 166 et leur tige 164. — 168-172-170, Tuyau d'aspiration. — 169, Tuyau de décharge. — 129, Tige du plongeur du corps de pompe de droite. — 148-166, Traverse fixée sur la tige et bielle actionnant par l'intermédiaire du rouleau 145 la distribution du cylindre à vapeur de gauche. — 142, Bielle reliée à la tige du plongeur de gauche et actionnant par l'intermédiaire du rouleau 141 et de la petite bielle 143 la distribution du cylindre de droite. — 135-136-138, Distribution du cylindre de droite.

L'admission de l'un de ces cylindres est commandée par la tige du piston du corps de pompe qui ne lui correspond pas, comme il est facile de le voir sur la figure 165.

Pompe de l'Imperial Institute. — Ces machines, construites par MM. A. Smith et Stevens, de Battersea, servent à actionner les élévateurs et ascenseurs hydrauliques faisant le service des marchandises et des voyageurs.

Les machines (*fig.* 166 et 167) sont du type duplex, genre Worthington ; les deux cylindres à vapeur ont $0^m,25$ de diamètre et $0^m,25$ de course.

Les tirants qui réunissent les cylindres au corps de pompe fonctionnent comme guides pour les traverses.

Le tiroir d'un des cylindres est mis en mouvement par un levier fixé sur la tige de piston de l'autre cylindre ; cette liaison est assurée par un écrou à ressort fendu et emboîtant la tige.

Les pompes sont du type à double effet à piston différentiel et disposées de manière à ce que trois soupapes suffisent au lieu des quatre ordinairement employées dans ce cas.

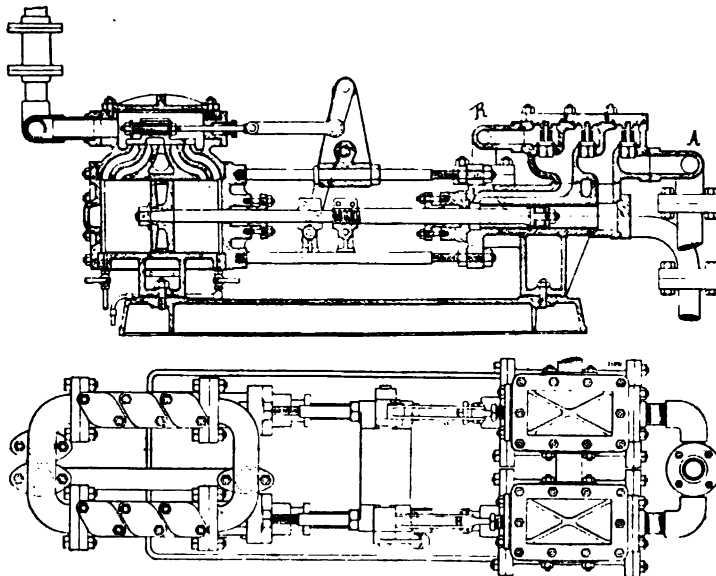


Fig. 166 et 167.

On voit que, dans le mouvement du plongeur de gauche à droite, le refoulement s'effectuera par les deux valves de gauche, tandis que, lors du mouvement de droite à gauche, l'aspiration aura lieu par les deux valves de droite, la valve intermédiaire servant ainsi à deux fins.

Pompe J.-A. Groshon. — Cette machine, brevetée aux États-Unis sous le numéro 499.730 (20 juin 1893), a été surtout étudiée au point de vue de la disposition des cylindres à vapeur, de leur distribution et de l'appareil de compensation. Elle est à triple expansion et comporte (*fig.* 168 à 176) un cylindre à haute pression B, un cylindre intermédiaire C et deux cylindres à basse pression D et E. Ces quatre cylindres sont groupés en deux tandems : B et D d'une part, C et E d'autre part, agissant sur deux mécanismes identiques et combinés comme on va le voir (*fig.* 168 et 169).

Chaque tandem possède une tige unique F, portant, dans les cylindres, les pistons habituels et se prolongeant jusqu'au bout de la machine entre les deux traverses à glissières G, G, qui relient les cylindres aux pompes.

Ces tiges actionnent l'appareil de compensation, qui a pour mission de modérer leur mouvement pendant le début de leur course et d'y aider au contraire à la fin. Cet appareil est double pour chaque tandem et disposé de part et d'autre de la tige F ; il consiste en leviers J (*fig.* 168) oscillant autour d'un arbre K, et reliés par leurs extrémités supérieures à la tige F, au moyen des bielles L, et par les extrémités inférieures à la petite branche du balancier N, au moyen des tiges M. Le balancier N, oscillant autour de l'arbre O, peut actionner, par les tiges Q et la tra-

verse R qui les relie, le piston W (*fig.* 170) du cylindre à pression hydraulique P. Les cylindres à pression, des deux côtés de la machine, sont reliés l'un à l'autre ainsi qu'au conduit d'eau par les tuyaux TV, et la pression de l'eau agit sur le piston W.

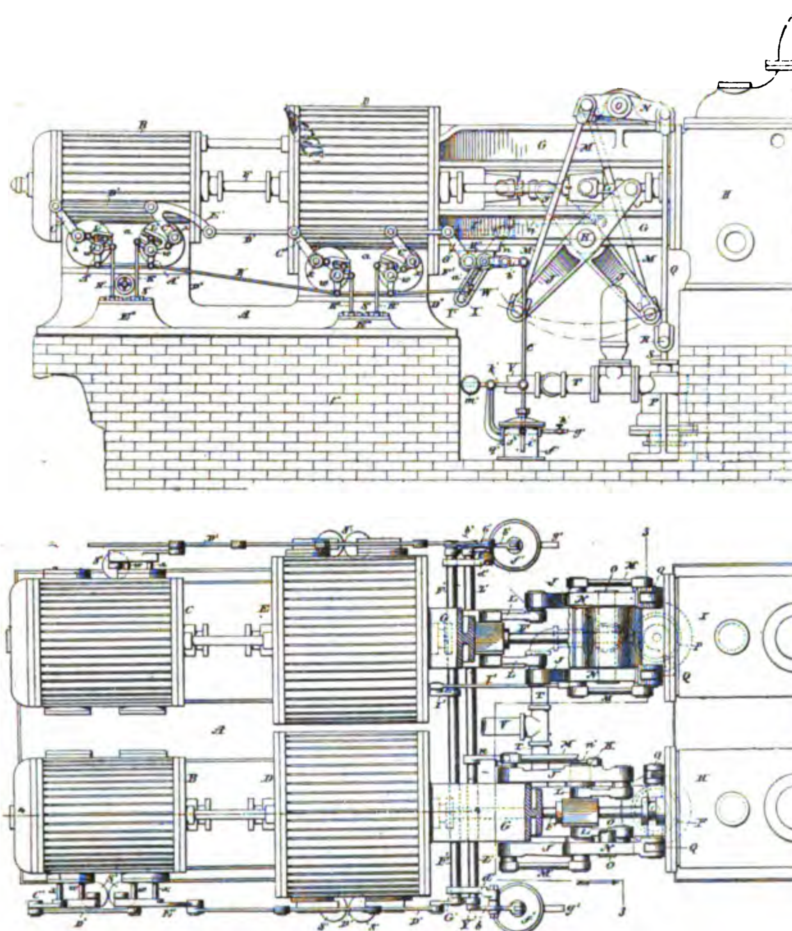


Fig. 168 et 169.

Il est facile de voir comment fonctionne ce système. Si la tige F de la figure 168 se déplace vers la gauche, par exemple, on voit que le levier J, en se redressant — pendant la première moitié de la course — va agir sur N de façon à soulever la tige Q et, par conséquent, le piston W, ce qui absorbera un certain travail, tandis que, pendant la seconde moitié de la course, ce même piston, en s'abaissant, agira sur le balancier et les leviers précédents de manière à faciliter le déplacement de la tige F vers la gauche.

La distribution, du type Corliss, présente un certain nombre de particularités qui méritent d'être signalées.

A la partie inférieure de chaque cylindre se trouve (*fig.* 172 et 173) une boîte de distribution (*a*) avec des chambres d'admission *b* et une chambre d'échappement *d*.

La triple expansion est assurée par le passage successif de la vapeur, au fur et à mesure de son utilisation, dans les chambres de distribution des cylindres B, puis C, puis en D et E.

L'admission s'effectue par les orifices *e* et les soupapes *i*, mues par les arbres transverses *w*; l'échappement se produit par les orifices *f* et les soupapes *j*, mues par les arbres transverses *x* (*fig.* 169 à 173).

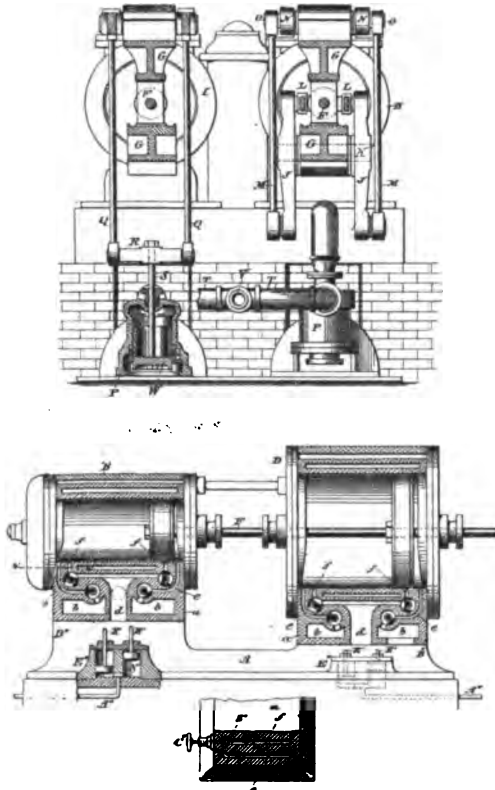


Fig. 170 et 171.

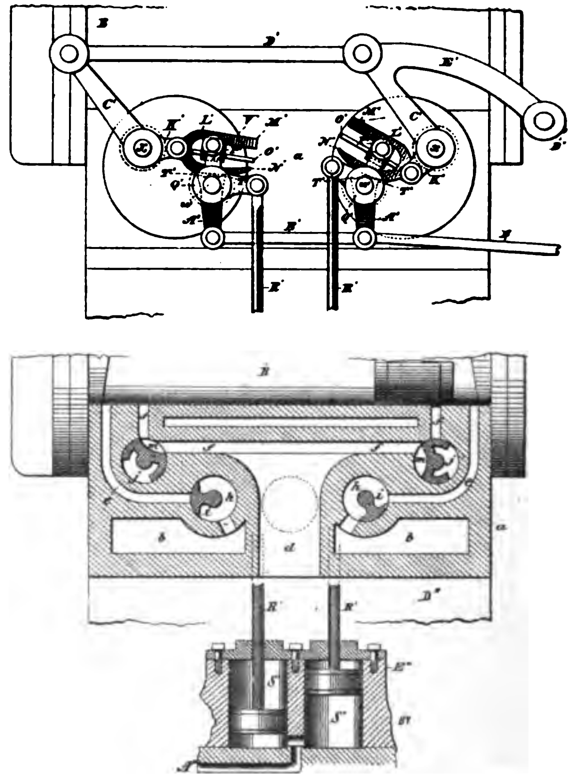


Fig. 172 et 173.

Les arbres *x*, qui commandent les soupapes d'échappement, sont reliés par les leviers C′, D′ et E′ aux arbres F′ et Z′, de façon que les soupapes d'échappement du tandem de droite soient commandées par F′, mû lui-même par le mécanisme de compensation du tandem de gauche, et *vice versa*.

Les arbres W, qui commandent l'admission, sont reliés par les leviers A″B′ au mécanisme de détente (sur lequel je reviendrai), en même temps que, par les leviers T′ et R′, ils sont reliés aux dash-pots S′, qui déterminent la fermeture instantanée des soupapes d'admission; enfin — par l'intermédiaire du bras fourchu M′, du bloc à glissière P′, de la butée V′ et des leviers K′, C′, — l'admission est reliée au mécanisme d'échappement.

On voit qu'en somme la tige du piston d'un des tandems, en se déplaçant, actionne son mécanisme de compensation, lequel met en mouvement les échappements de l'*autre* tandem, et, par là même, leurs admissions.

La détente est obtenue au moyen du système détaillé (en *fig.* 168 et 175) dans lequel agit la pression de l'eau de la pompe. A chaque coup du plongeur, l'eau se trouve refoulée par *g'* dans le cylindre *f'*, au-dessus du piston *q'*; quand la pression est suffisante, la tige *e'* est tirée malgré le contrepoids *m'*, et, grâce au mécanisme M*bn*W'X', agit sur les tiges B' et vient fermer l'admission; cette détente est réglable au moyen du robinet *h'*.

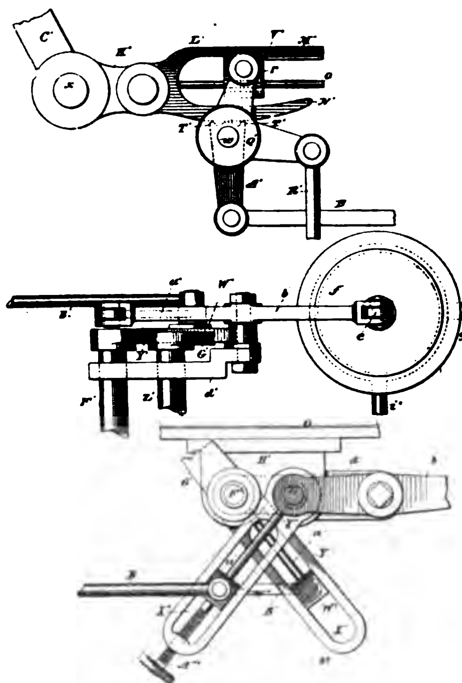


Fig. 174, 175 et 176.

On voit que chaque pompe règle ainsi la détente du tandem qui la dessert directement. Dans bien des cas, on peut se dispenser du système automatique *f'*, et faire usage seulement des leviers à rainures *y'*, montés sur les arbres F', Z', et pourvus de moyens (comme la vis A''' de la figure 176) permettant de donner aux blocs W' une position telle que la détente ait une valeur déterminée.

Les dash-pots sont construits comme d'ordinaire et en relation avec le condenseur au moyen de A'', de sorte que le vide se trouve exister en dessous des pistons, tant que ceux-ci ne viennent pas recouvrir l'entrée du canal inférieur et déterminer une légère compression de l'air.

Pompes d'Auria. — On a pu reprocher justement à certaines machines à action directe de donner lieu — par suite des réactions combinées de la pompe et du moteur — à des chocs toujours préjudiciables à leur bon fonctionnement et à leur durée. L'inventeur a cherché à y remédier au moyen d'un poids additionnel animé d'un mouvement de va-et-vient participant du mouvement même de la machine.

Ce poids (solide ou liquide) est destiné à éteindre uniquement, par des frottements et sans chocs, les excès de force vive qui peuvent se produire aux fonds de course. Tel est l'objet des brevets L. d'Auria. Dans le dernier, l'auteur décrit trois dispositions ci-après reproduites.

Première disposition. — Le poids additionnel est une colonne liquide enfermée dans un tuyau de dimensions convenables, et mise en mouvement par un piston relié à la tige du plongeur; un dispositif spécial permet à la colonne liquide de dépenser son excès de force vive en traversant des sections contractées. La figure 177 donne l'ensemble d'une machine double à action directe sur laquelle le système a été appliqué.

Le chiffre 1 représente la machine à vapeur; 2, la pompe proprement dite; 3 est une chambre cylindrique faisant partie de l'ensemble (3, 4, 5, 6, 7, 8), entièrement rempli de liquide; le piston 9, mobile dans cette chambre, est relié par sa tige 10,

d'une part au plongeur de la pompe et, d'autre part, par l'intermédiaire des traverses, bielles et renvois 11, 12 et 13, au mécanisme de distribution du moteur.

A chaque extrémité de la chambre, se trouvent trois passages étroits 14 (Voir *fig.* 178) formés par trois nervures longitudinales 15, prolongeant la surface cylindrique de la chambre 3 dans une chambre de plus grand diamètre. A l'extrémité de la course, le piston découvre peu à peu les orifices 14 ; si la colonne liquide qui le suit n'a pas de force vive en excès, la circulation du liquide s'arrête d'elle-même ; dans le cas contraire, le liquide circule au travers des orifices et la force vive s'amortit en frottements et sans chocs.

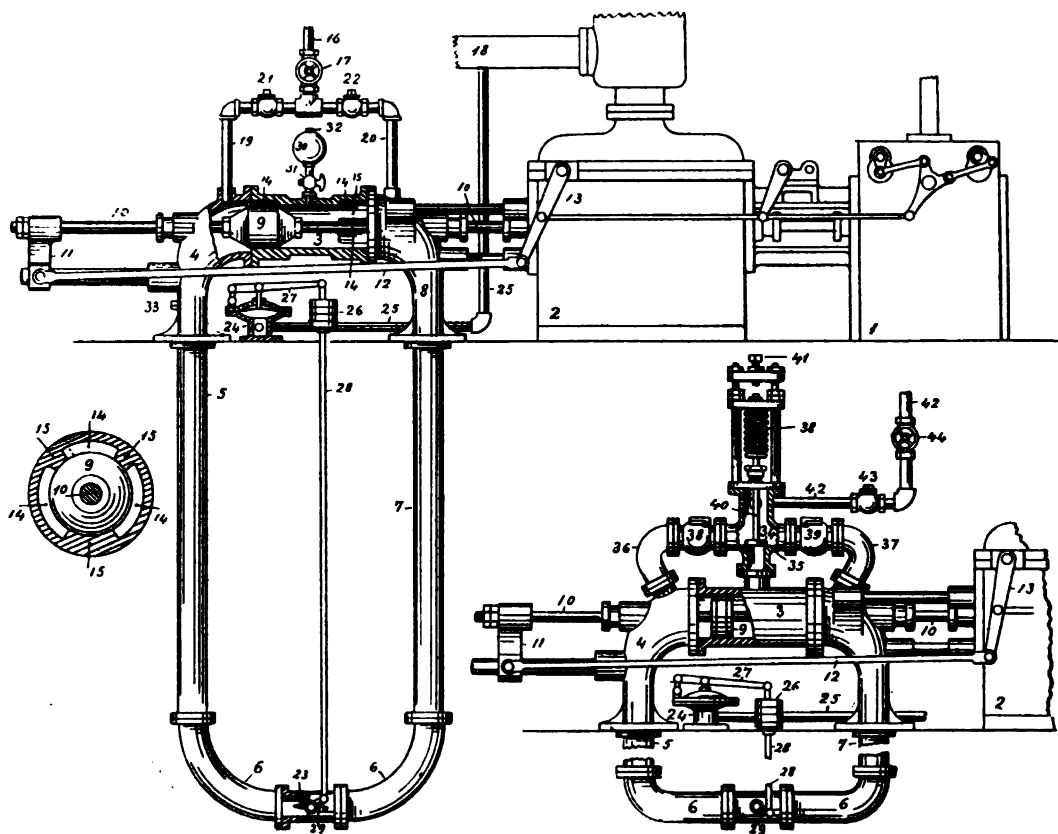


Fig. 177, 178 et 179.

Pour maintenir l'appareil toujours plein de liquide, on l'a pourvu d'un système d'alimentation automatique comprenant une conduite 16, reliée soit à la conduite principale 18, soit à toute autre source, une soupape d'arrêt 17, et deux tuyaux 19 et 20, reliant la conduite 16 aux deux extrémités de la chambre 3. Deux clapets 21 et 22 sont destinés à éviter le refoulement du liquide sous l'action du piston 9.

Pour obvier au danger que pourrait présenter une chute soudaine de pression dans la conduite principale 18, l'appareil 3, 4, 5, 6, 7, 8 est muni d'une soupape à disque et à pivot 23, mue par le diaphragme régulateur 24, grâce aux organes intermédiaires 26, 27, 28; le diaphragme est actionné par la pression même de l'eau

contenue dans le tuyau 18, de sorte que, si la pression tombe soudainement dans ce tuyau, le diaphragme s'affale, entraînant la fermeture de la soupape 23, qui bloque alors la colonne liquide et empêche la machine de s'emballer.

Enfin, la chambre 3 est mise en communication avec un petit réservoir 30, de sorte que, si l'on veut demander à la machine une force anormale (en cas d'incendie par exemple), on peut la faire fonctionner, abstraction faite de la chambre 3 et de la colonne liquide, comme une machine ordinaire.

Deuxième disposition. — Dans cette seconde disposition (*fig.* 179), le poids additionnel est encore une colonne liquide, et l'agencement général est analogue à celui de la figure 177; mais ici la circulation du liquide ne peut se faire qu'au travers d'une soupape à ressort 38, qui commande le tuyau en T 36-37 réunissant les deux côtés de la chambre 3. La tension de ce ressort est telle que la soupape ne se soulève que lorsque la pression du liquide sur le piston 9 dépasse la plus forte pression admissible en marche normale; lorsque cette limite est dépassée, la colonne liquide circule et absorbe en frottements la force vive en excès.

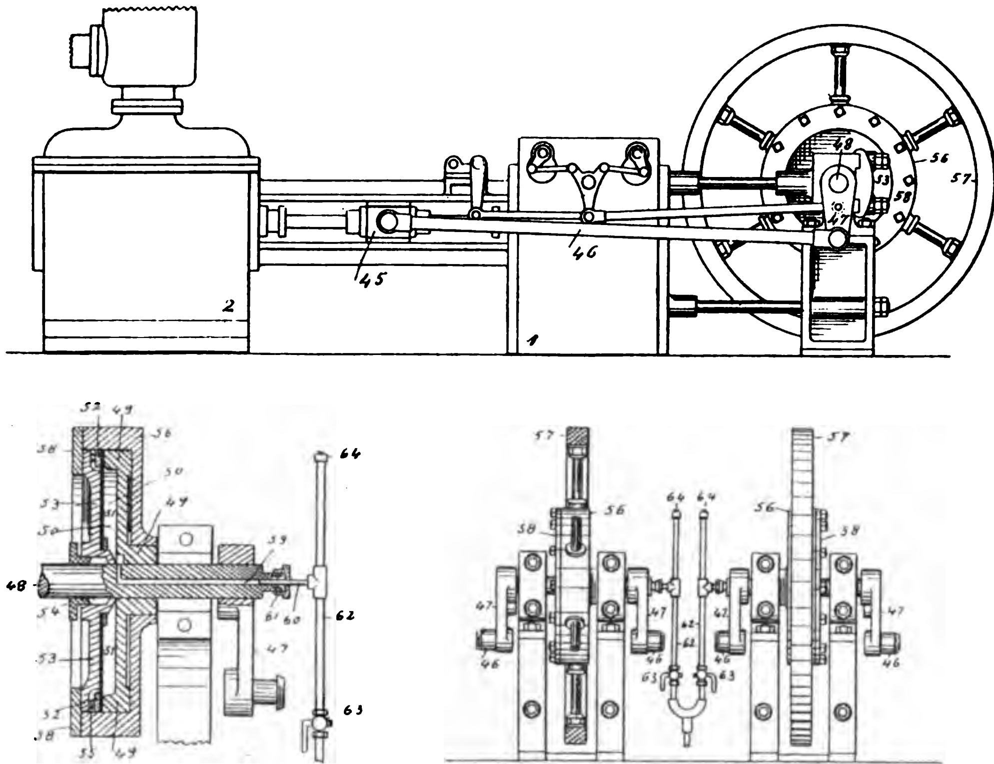


Fig. 180, 181 et 182.

Troisième disposition. — Dans cette troisième disposition (*fig.* 180 à 182), le poids additionnel est solide. La tige du piston de chaque cylindre et de chaque pompe est munie d'une traverse 45 et, par l'intermédiaire de la tige 46, actionne la manivelle oscillante 47. A l'arbre 48, qui porte cette manivelle, est fixé en permanence un système représenté en coupe (*fig.* 181), et composé d'une boîte cylin-

drique 50, comprise entre un disque 49 et un diaphragme 51, fixé lui-même sur un autre disque 53, qui peut venir s'appliquer sur la couronne 58. Celle-ci est fixée à la pièce 56, qui porte, par l'intermédiaire des bras visibles sur la figure 182, la roue 57, qui constitue le poids additionnel de va-et-vient. Un canal percé dans l'axe de l'arbre 48, et commandé par le robinet 63, met la boîte 50 en communication avec l'eau de la conduite principale. On voit que la pression s'exerçant dans la chambre 50 rendra solidaires toutes les pièces du système et que la roue 57 tournera avec l'arbre 48. Le réglage est fait de façon qu'en marche normale il n'y ait aucun glissement du manchon 49 contre la pièce 56; mais, si la machine tend à s'emballer, si la résistance de la pompe diminue brusquement, le manchon 49, par suite de la force vive qui lui sera transmise, *glissera* sur la pièce 56, et les frottements qui en résulteront absorberont sans chocs l'excès de force vive à annuler.

On pourrait substituer à la pression de l'eau de la conduite principale toute autre pression (d'un gaz, pression d'un ressort) ; mais cette disposition offre l'avantage d'être en quelque sorte automatique et de pouvoir s'adapter aux différentes conditions de marche de la pompe.

Pompe verticale Fournier et Cornu. — Cette pompe est du type à action directe, elle est destinée à faire l'épuisement pendant le fonçage; aussi sa disposition est toute particulière (*fig.* 183 et 184).

Elle a été étudiée de manière à tenir le moins de place possible en largeur dans le puits, c'est-à-dire dans le sens où l'espace manque le plus.

C'est une pompe duplex à distribution Worthington légèrement modifiée. Les leviers commandés par les tiges n'ont pas les branches de leur fourche prise dans la gorge d'un manchon ; ils sont articulés à une des extrémités d'une petite bielle, dont l'autre est prise dans la partie inférieure d'un collier serré à bloc sur la tige de piston. Les bielles qui commandent les tiges de tiroirs sont en deux parties, réunies par un double écrou, qui peut permettre d'augmenter ou de diminuer leur longueur pour faciliter le réglage, lorsque, à l'usage, les articulations ont pris du jeu, et que la distribution ne s'opère plus bien. Les deux cylindres sont venus de fonte d'une seule pièce, dans laquelle on fixe le crochet qui permet de descendre la pompe au fur et à mesure des besoins.

Les pompes comprennent quatre corps, dans lesquels se meuvent deux plongeurs; seulement ceux-ci sont fixés à l'extrémité des tiges de pistons à vapeur, et traversent chacun deux corps, placés l'un au-dessous de l'autre ; ils produisent ainsi l'aspiration dans l'un et le refoulement dans l'autre, de sorte qu'au total les quatre pompes à simple effet constituent en réalité deux pompes à double effet. Les boîtes à clapets sont au nombre de quatre; elles ont la longueur de corps et une section triangulaire. Les deux boîtes d'aspiration et les deux de refoulement communiquent ensemble. Elles contiennent chacune six clapets en bronze, constamment rappelés sur leur siège conique par des ressorts. Les extrémités des corps de pompe portent des attaches qui servent à fixer la pompe sur des cornières.

La pompe est munie en outre d'un réservoir d'air vertical placé sur le refoulement; il est compris entre les cylindres à vapeur, à côté d'un tube de niveau qui indique à chaque instant la quantité d'air qu'il contient, et d'un collecteur dans lequel sont conduites toutes les purges de la machine.

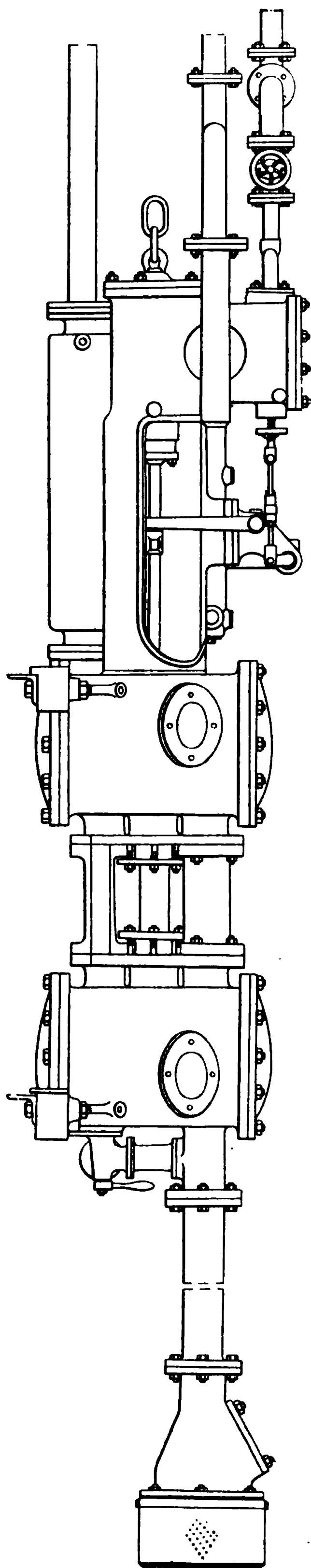
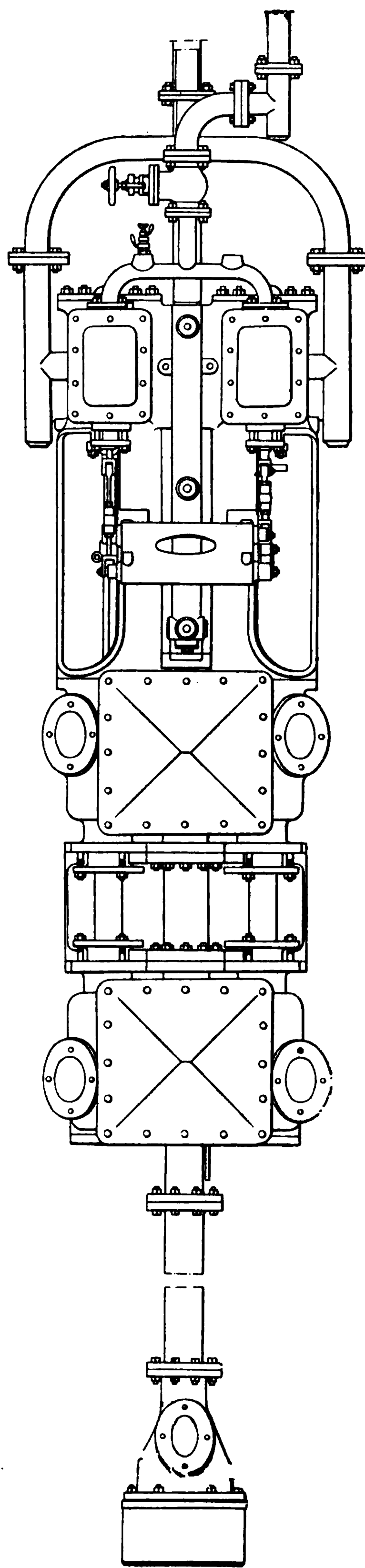


FIG. 183.


FIG. 184.

Les principales dimensions de cette machine sont les suivantes :

Diamètre des cylindres à vapeur	200 millimètres
Diamètre des plongeurs	74 —
Course commune.	266 —
Débit à l'heure	12 mètres cubes
Hauteur de refoulement	190 mètres
Nombre de doubles courses par minute.	200
Pression de la vapeur employée	4 kilogrammes

Ces pompes sont toutes en fonte; les tiges sont en fer, et les plongeurs en fonte; ordinairement on fait les plongeurs et les tiges en bronze, mais, étant donnés les efforts que ces pièces ont à subir et la légèreté qu'on veut conserver à cet appareil qui doit être facile à déplacer, on a fait ces organes en fer et en fonte.

Certaines de ces pompes peuvent atteindre un débit de 145 mètres cubes à l'heure. Les usines de Rive-de-Gier en ont une de cette importance, dont les dimensions principales sont :

Diamètre des cylindres.	325 millimètres
Diamètre des plongeurs	225 —
Course commune.	280 —
Débit à l'heure.	145 mètres cubes
Hauteur du refoulement.	40 mètres

Pompe Worthington. — Sans refaire en détail l'historique, aujourd'hui bien connu, de la pompe Worthington, on peut rappeler que, primitivement construite en vue de l'alimentation des chaudières, cette machine comportait des clapets coniques à grande levée et une distribution à tiroir — sans détente ni condensation — le tiroir étant mû automatiquement au moyen d'un flotteur placé dans la chaudière.

Ce type, intéressant par sa nouveauté, ne tarda pas à se transformer par la substitution d'un certain nombre de petits clapets à faible levée au clapet unique et par l'accouplement de deux machines fonctionnant côte à côte, et conduisant chacune le tiroir de l'autre : le type *duplex* était créé.

La pompe Worthington ordinaire est encore aujourd'hui une pompe duplex très simple, dont la figure 185 donne l'ensemble et les détails de construction. Le tiroir 3 est un tiroir plan ordinaire, mû par le levier 5, qui parcourt toute la course et est mis en mouvement par des leviers reliés à la tige des pistons de l'autre machine. On voit que, les parties mobiles restant toujours en contact, les chocs sont évités dans la commande du tiroir.

Le plongeur 40 est à double effet; il se meut à travers un anneau alésé avec soin. Le plongeur et son anneau peuvent être facilement enlevés, réalésés ou remplacés par un autre couple, si besoin est. On a disposé le plongeur un peu au-dessus des clapets d'aspiration afin de former au-dessous des parties frottantes une chambre où peuvent se déposer les matières étrangères en suspension dans l'eau; ce dispositif assure une moindre usure du piston à eau et de son anneau.

Ce type de machine est surtout employé pour l'alimentation des chaudières, les services d'incendie, les ascenseurs, en un mot chaque fois que, disposant d'une pres-

sion de vapeur convenable, on désire obtenir des pressions d'eau inférieures à 12 kilogrammes par centimètre carré.

Débits par minute litres	Nombre de coups de chaque plongeur par minute	Diamètres en millimètres cylindre à vapeur millimètres	plongeur millimètres	Course millimètres
80 à 160	100 à 200	114	70	102
950 à 1500	75 à 125	356	178	354
3750 à 6300	75 à 125	508	356	255

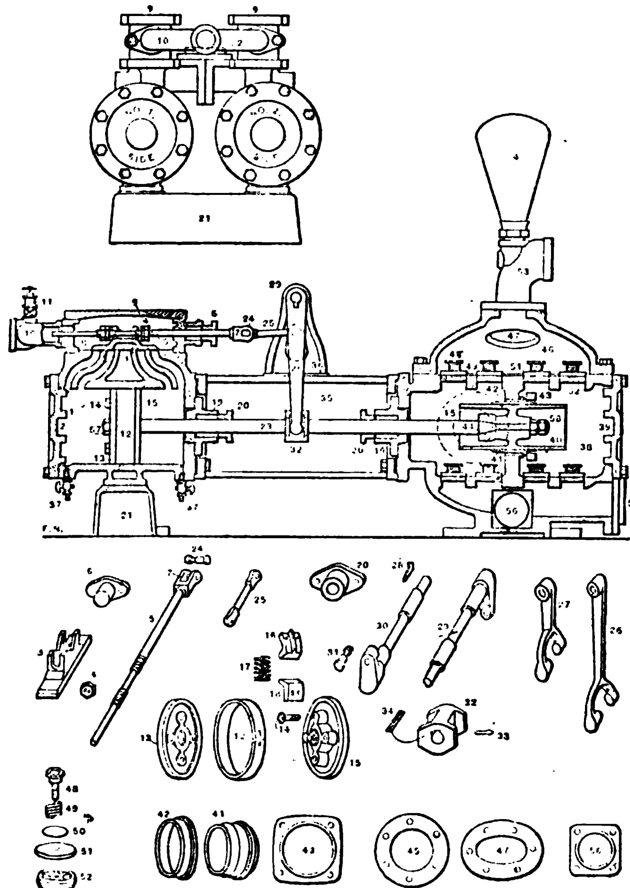


Fig. 185.

1, cylindres à vapeur n°s 1 et 2, 2, fonds des cylindres. — 3, tiroir. — 4, écrou de la tige. — 5, du tiroir, à stuffing box 6 et articulation 7. — 8, chambre du tiroir, à couvercle 9, tuyau d'admission 10 et graisseur 11. — 12, segment du piston 15, à boulons 14, ressort 16 et joint 17 à ressort 18. — 24, tige du piston, à stuffing box. — 20. 21, et écrou 19. — 22, pied du cylindre. — 25, 26, 27, 28, bielles à goupille 29, articulée à l'axe 31, qui commande le tiroir du cylindre n° 1, lequel est mené, de la tige du cylindre n° 2, comme l'axe 30, qui commande le tiroir n° 2, l'est de la tige du cylindre n° 1, par 34, 35, 39 et 32. — 44, cylindre de la pompe, à fonds 45 et 54, stuffing box 55, 53, plongeurs à fixation conique 51, 47, par boulon 52, 53, garniture 49, 48, clapets 59 d'aspiration par 65, 66, et de refoulement par 63, 64, avec siège 60, tiges 57, ressorts 58. — 42, 43, 46, purgeurs, 61, regard, 67, réservoir d'air.

Lorsqu'on dispose d'une pression de vapeur ordinaire et qu'on veut seulement

obtenir des refoulements modérés, on emploie un type analogue au précédent, mais dans lequel les pistons à eau et à vapeur ont des diamètres peu différents l'un de l'autre.

Débits par minute	Nombre de coups pour chaque plongeur par minute	Diamètres en millimètres		Course
		cylindre à vapeur	plongeur	
litres		millimètres	millimètres	millimètres
1100 à 1650	100 à 150	190	216	152
3750 à 6300	75 à 125	406	356	254
12500 à 23400	40 à 75	756	660	457

Comme ce type de machine ne permet pas à la pompe d'alimenter elle-même sa chaudière, on l'a quelquefois muni d'un appareil d'alimentation qui est alors fixé à l'extrémité d'un des cylindres à eau (*fig.* 186).

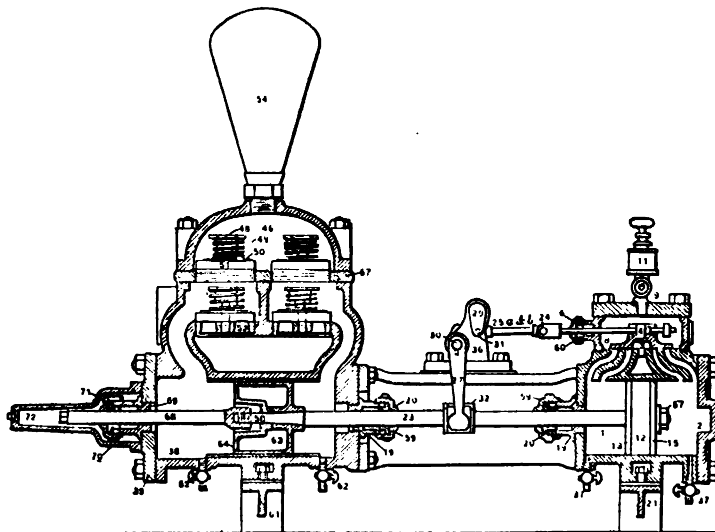


Fig. 186.

Lorsqu'on ne dispose que d'une faible pression de vapeur ($0^{kg},35$ à $0^{kg},70$), on utilise, pour refouler à 30 ou 35 mètres, un modèle analogue aux précédents, mais à plongeurs de faible diamètre.

Débits par minute	Diamètres en millimètres		Course
	cylindre	pompe	
3000 à 5000^{lit}	152^{mm}	51^{mm}	152^{mm}
9000 à 18000	229	82	254

Si on désire, au contraire, refouler les liquides sous forte pression, comme pour les ascenseurs, treuils, presses, etc., on emploie un type à double plongeur, avec presse-étoupes extérieurs, les deux plongeurs agissant séparément dans chaque extrémité d'un long cylindre cloisonné en son milieu (*fig.* 187).

Ces pompes, souvent employées comme pompes de mines, subissent quelquefois

une autre modification connue sous le nom de *type Seranton;* les plongeurs fonctionnent alors dans quatre cylindres à eau distincts avec presse-étoupes extérieurs (*fig.* 188); ce type supporte des pressions de refoulement de 20 kilogrammes par centimètre carré.

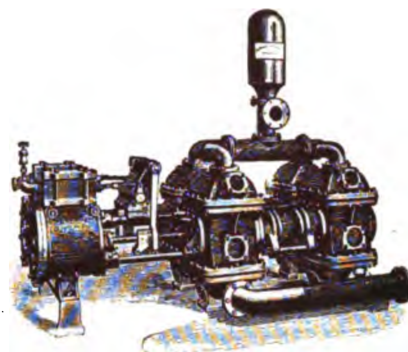




Fig. 187.

Fig. 188.

Débits par minute	Nombre de coups par minute	Diamètres en millimètres — cylindre à vapeur	Diamètres en millimètres — plongeur	Course
900 à 1800^lit.	50 à 100	635^mm	216^mm	254^mm
1800 à 3600	50 à 100	635	305	254
3300 à 6600	25 à 50	737	305	914

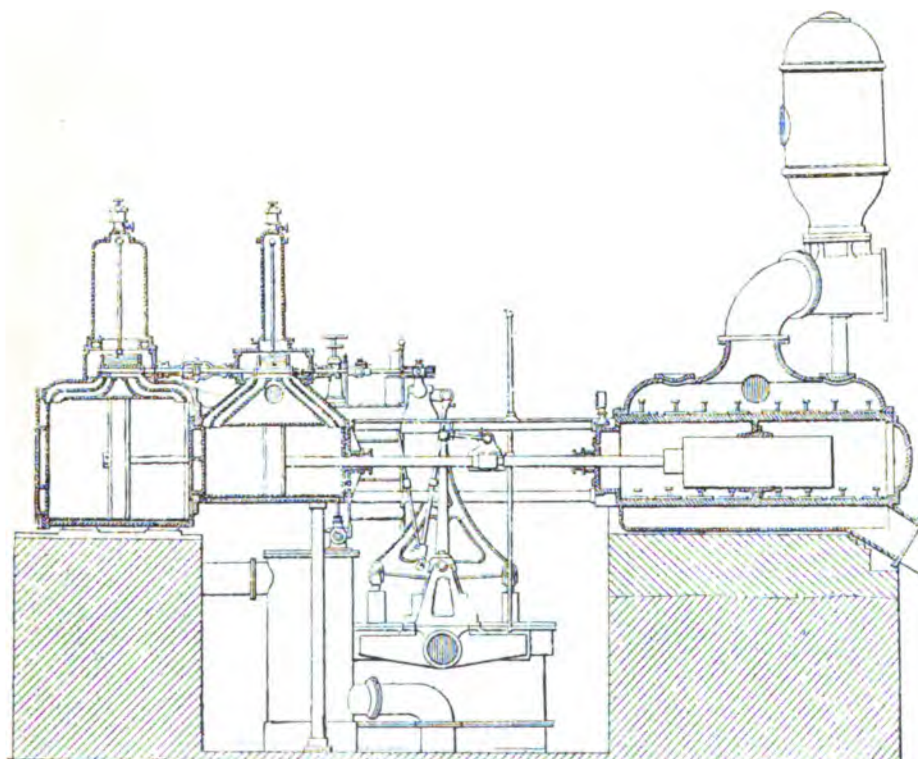


Fig. 189.

Tous ces types fonctionnant sans détente, la consommation de vapeur y est rela-

tivement forte ; aussi a-t-on réalisé des dispositifs compound, qui sont d'ailleurs applicables à tous les types précités. On se contente d'atteler deux cylindres en tandem, les deux tiroirs étant mus en même temps par la même tige (*fig.* 189). Des pompes de ce type sont utilisées dans les aciéries Bessemer et pour assurer à des distances considérables le refoulement des pétroles.

Dans certains cas, et en particulier pour les pompes à incendie, il est bon que la pression au refoulement soit maintenue aussi uniforme que possible ; il existe un régulateur de pression qui satisfait à ce desideratum et qui est joint, par la Compagnie Worthington, à un certain nombre de ses pompes. La figure 190 permet de comprendre comment, lorsque la pression au refoulement atteint le maximum qui lui a été assigné, cette pression se communique par E à la partie supérieure du plongeur M, maintenu par le ressort D, dont la tension a été convenablement réglée. Les déplacements du plongeur entraînent ceux du robinet de vapeur B, qui vient alors étrangler ou fermer l'admission

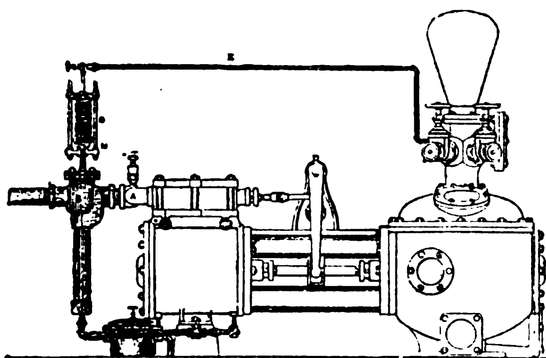


Fig. 190.

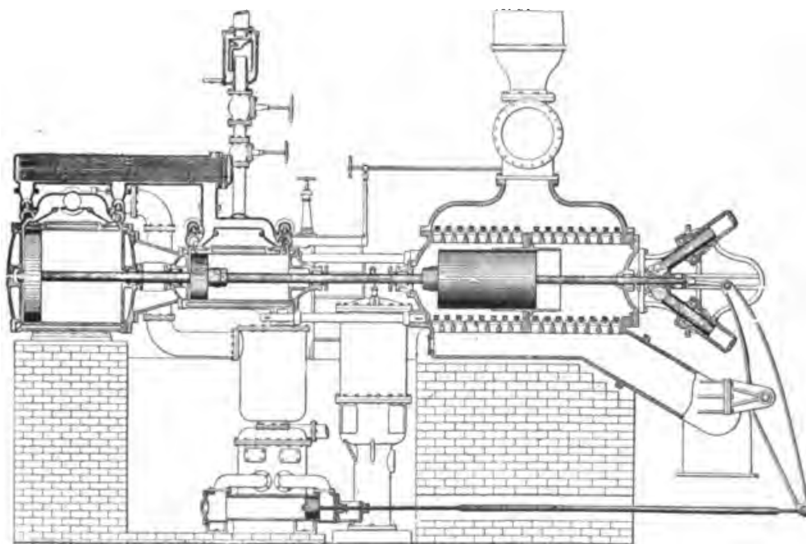


Fig. 191.

de vapeur A et ralentit ou arrête ainsi la pompe jusqu'à ce que la pression se régularise. Les pompes munies de ce régulateur sont souvent pourvues d'un dispositif accessoire dit *draineur automatique de sûreté*, destiné à débarrasser les cylindres de l'eau de condensation qui s'y forme sans occasionner de pertes de vapeur vive. Ce

sont de simples tuyaux munis de valves d'arrêt automatiques et faisant écouler l'eau dans le purgeur.

Pour les grandes installations, où la dépense de combustible joue un rôle important, on a créé un type perfectionné, dans lequel on utilise la disposition compound (avec une distribution genre Corliss) et pour lequel on a établi des cylindres compensateurs (*fig.* 191). Ce sont deux petits cylindres oscillants, dans lesquels se meuvent deux pistons fixés symétriquement sur la tige principale des pistons. Ces cylindres oscillants, disposés (*fig.* 194) de manière à être verticaux, lorsque les pistons à eau et à vapeur sont à mi-course, prennent, aux deux fonds de course, des inclinaisons inverses. Ils sont remplis d'un liquide quelconque — le plus souvent de l'eau — et mis en relation permanente avec un réservoir d'air dans lequel on maintient une pression initiale convenable.

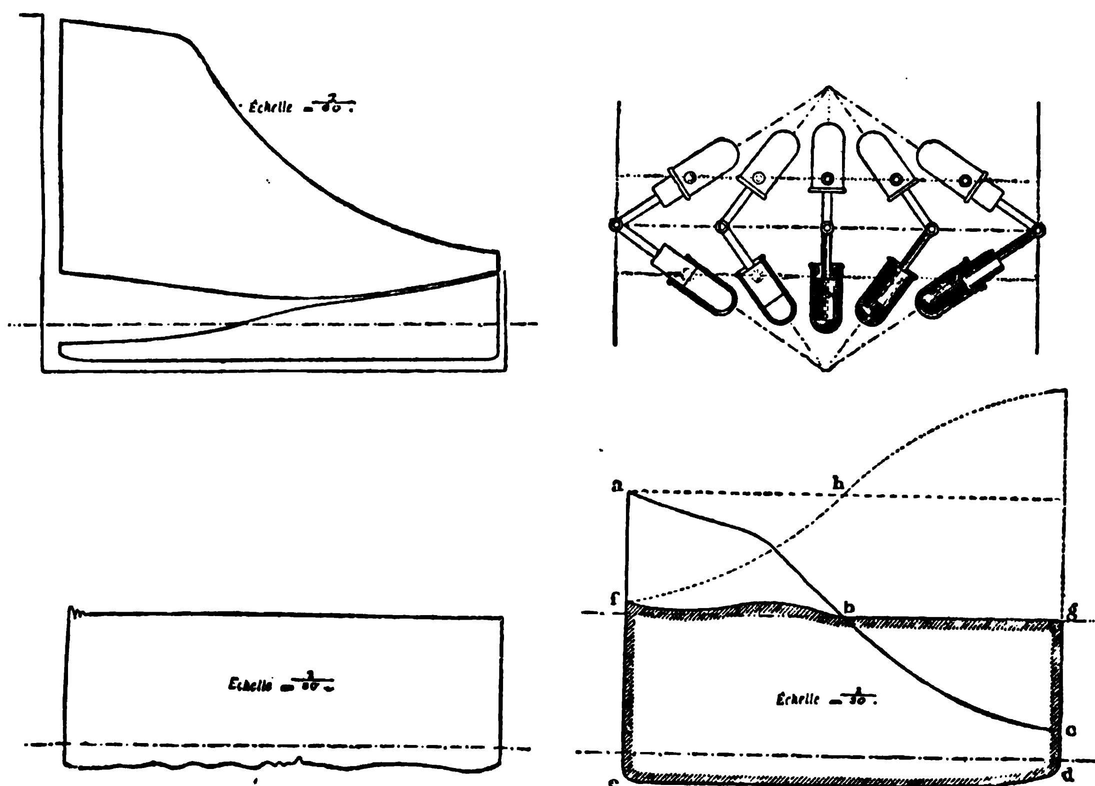


FIG. 192, 193, 194 et 195.

La figure 192 représente des diagrammes pris sur les cylindres à haute et à basse pression d'une machine élévatoire Worthington à cylindres compensateurs. — La figure 193 montre le diagramme du cylindre à eau de la même machine. — Les figures 194 et 195 représentent les positions successives et l'action des cylindres compensateurs. Leur pression horizontale est représentée par la ligne *fhk* et celle-ci, combinée avec la ligne *abc* qui donne la pression effective dans les cylindres à vapeur, se traduit par la ligne *fbgde* indiquant la pression transmise effectivement aux pistons plongeurs et est presque identique au diagramme du cylindre à eau.

Dès lors, pendant une partie de la course, ces cylindres absorbent une certaine quantité de travail et ils la restituent (aux frottements près) pendant l'autre moitié de la course : ces cylindres compensateurs constituent donc un véritable volant, dont l'efficacité varie avec la pression initiale de leur air. Or cette pression est obtenue

et maintenue au moyen d'un accumulateur différentiel en relation, d'une part, avec la conduite de refoulement, d'autre part avec les cylindres compensateurs, de sorte qu'il exerce, dans ces cylindres, une pression proportionnelle à la pression du refoulement et que toute modification de cette pression a pour conséquence une modification correspondante et convenable de leur fonctionnement et de leur effet.

On arrive ainsi à exercer sur les pistons des pompes une action sensiblement constante malgré la haute pression de la vapeur, la détente et la condensation et, de plus, la régularisation est indépendante de la vitesse de la machine, ce qui est précieux pour des machines dont on peut avoir à faire varier l'usage et, par suite, la vitesse de régime assez fréquemment (Voir diagrammes, *fig.* **194**).

Je donnerai quelques résultats d'essais faits sur ce type de pompe.

1° Machine de Brooklyn. Essais de MM. Mair et Smith (*Engineering*, octobre 1886) :

Moyennes de 3 essais :	Pression de vapeur dans la chaudière	5^{kg},6
	Pression sur la pompe (y compris l'aspiration)	6 ,3
	Pression dans les compensateurs	14 ,2
	Pression moyenne dans le cylindre H. P.	2 ,6
	Pression moyenne dans le cylindre B. P.	0 ,8
	Rendement de la machine	91 p. 100
	Vitesse du piston par minute	26^{m},50
	Poids de charbon par cheval-heure indiqué	0^{kg},780

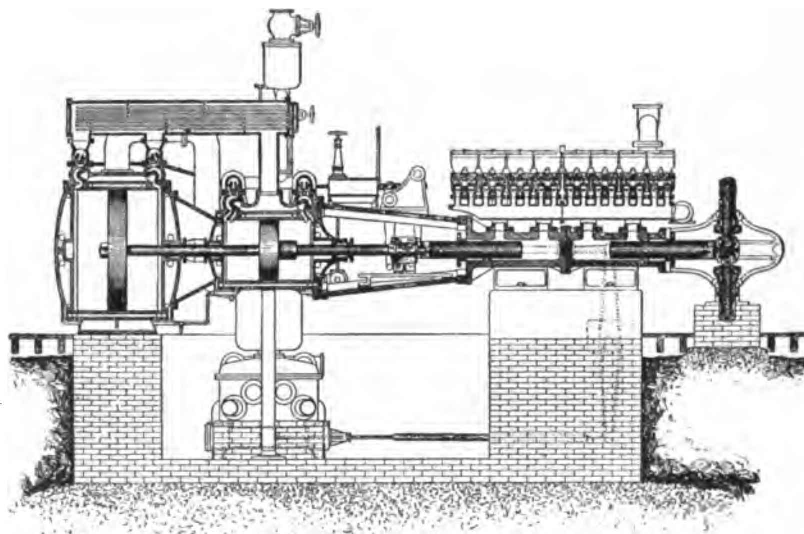


Fig. 196. — Pompe *Worthington* à haute pression compound, à deux plongeurs conjugués par un cadre extérieur. Compensateur. Condenseur à injection réchauffeur de la vapeur passant du petit au grand cylindre. Garnitures extérieures, facilement accessibles. Clapets multiples, à chambres subdivisées, métalliques, avec sièges à garnitures en cuir, à petites surfaces et faibles levées. Duty 400.000 kilogrammètres par kilogramme de charbon : frottement, 3,6 0/0.

2° Machine de la New River C° Works. Essais de M. Morris (*Engineering*, janvier 1889) :

Moyennes de 4 essais :	Pression de vapeur dans la chaudière	5^{kg},5
	Pression de l'eau	44^{m},6
	Poids de charbon par cheval-heure indiqué	0^{kg},910

3° Résumé par M. Osbert Chadwich des essais faits en Angleterre sur 4 machines Worthington construites par J. Simpson and C° (*The Engineer*, mars 1891) :

Essais sur 4 machines : West Middlesex Waterworks Hampton.
— Hammersmith.
New River Waterworks Stoke Newington.
Oxford Waterworks.

Hauteur de l'eau sur la pompe	16^m à 58^m
Rendements	84 p. 100 à 92 p. 100
Eau d'alimentation par cheval-heure de la pompe, y compris l'enveloppe	$7^{kg},3$ à $8^{kg},2$
Poids de charbon par cheval-heure	$0^{kg},950$ à $0^{kg},800$

Lorsqu'on combine les dispositions exposées ci-dessus, on obtient des types très puissants et relativement économiques. La figure 196 ci-jointe représente une machine destinée à refouler 60.000 hectolitres de pétrole par jour contre une pression de 65 kilogrammes par centimètre carré. Le corps de pompe comporte un certain nombre de boîtes à clapets indépendantes, solidement établies et faciles à visiter. On retrouve ici la disposition compound et les cylindres compensateurs; mais, la pression de refoulement étant largement suffisante, l'accumulateur a été supprimé.



Fig. 197.

Les pompes de pression destinées au fonctionnement des ascenseurs de la tour Eiffel (Exposition 1900) sont simples, compound ou même à triple expansion (*fig.* 197 à 199); elles servent à fournir l'eau sous pression pour les ascenseurs (Otis et Édoux) de la tour.

Le piston ordinaire de la pompe d'alimentation est supprimé et remplacé par deux plongeurs placés bout à bout dans deux corps différents, reliés par des tiges extérieures et par des traverses. La disposition duplex est conservée. La distribution de la vapeur au moteur, qui est compound ou à triple expansion, se fait par le système Corliss. La disposition des clapets des pompes est modifiée et installée

de la même façon que dans le type d'alimentation pour chaudière marine, afin de faciliter le montage et la surveillance. On obtient avec ces machines de très fortes

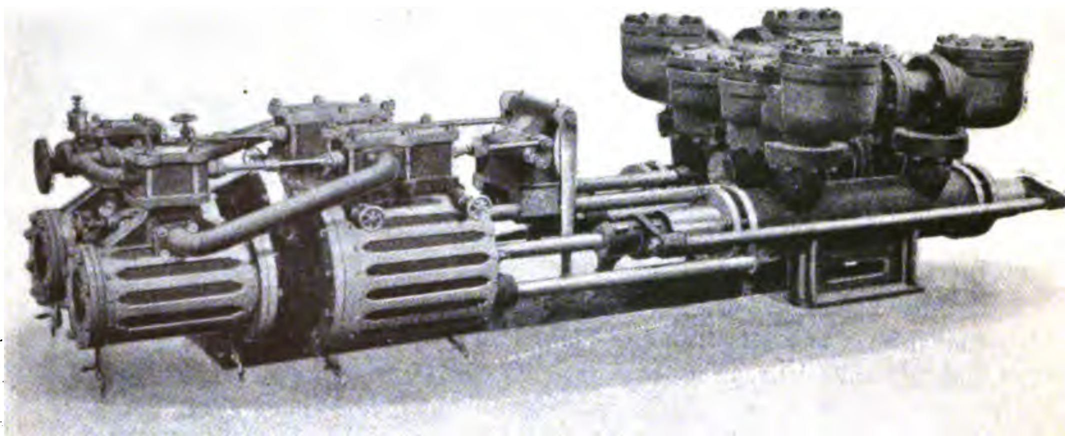


Fig. 198.

pressions ; les corps de pompes, dans certains types, peuvent supporter 550 kilogrammes par centimètre carré, de même que les boîtes à clapets.

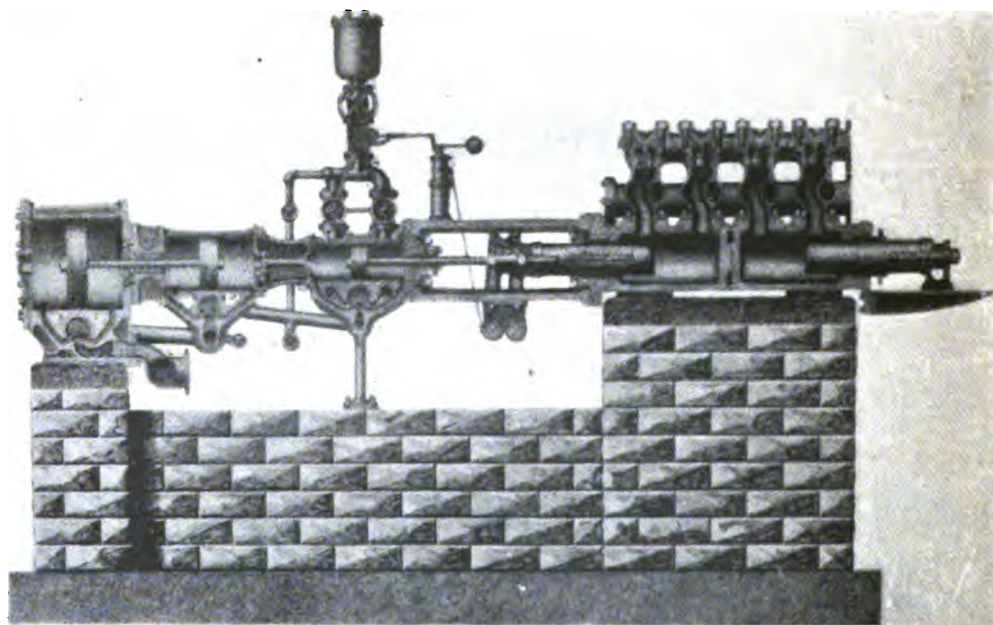


Fig. 199.

L'installation faite sur le quai d'Orsay par la Compagnie Worthington, pour

l'élévation de l'eau nécessaire aux divers services de l'Exposition de 1900, comprenait quatre pompes à triple expansion, pouvant ensemble élever 180.000 mètres cubes en vingt-quatre heures. La quantité consommée par le Château-d'Eau en marche étant de 900 litres par seconde (ce qui ferait 78.000 mètres cubes par jour), on voit que deux machines seulement étaient suffisantes. Les deux autres étaient destinées à parer aux accidents.

Ces machines sont munies de compensateurs disposés sur les glissières. Une de ces pompes est figurée ci-contre (*fig.* 200).

La distribution est du genre Corliss. Les plateaux que portent les cylindres sont réunis, d'une part, directement par deux bielles aux tiroirs d'échappement, et, d'autre part, par un balancier articulé aux bielles qui commandent les tiroirs d'admission. Une même tige met en mouvement, dans chaque machine, les trois plateaux principaux, et agit par conséquent sur les quatre distributeurs de chaque cylindre; mais, de plus, les balanciers d'admission sont réunis au coulisseau par le mécanisme ordinaire qui caractérise le type duplex Worthington.

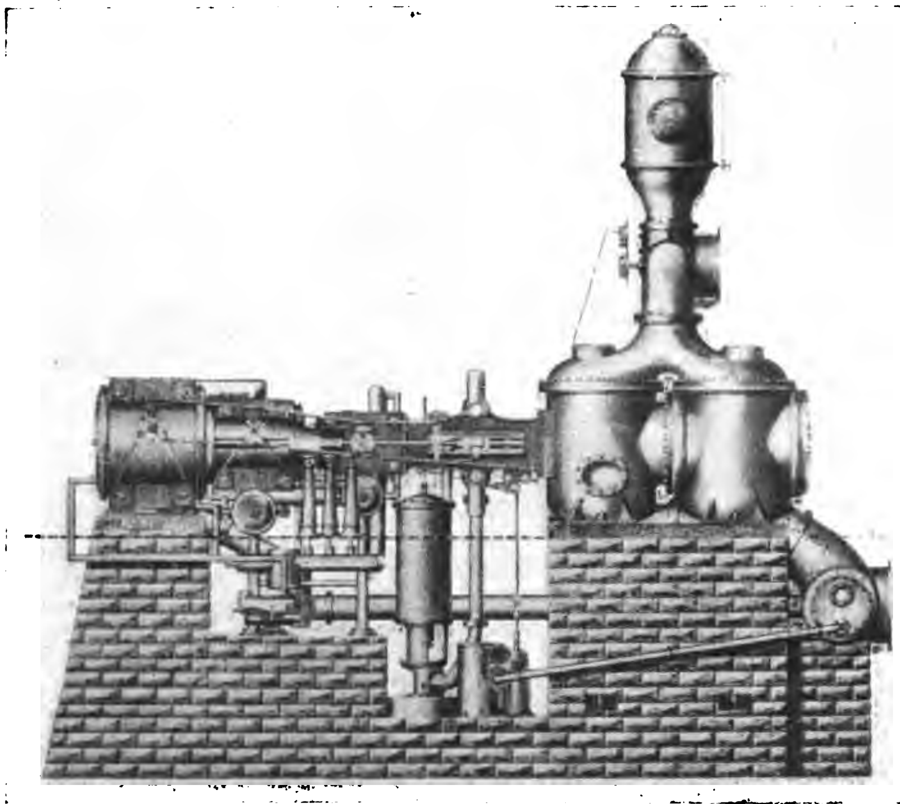


Fig. 200

Chaque machine forme deux pompes à double effet, dont les refoulements se réunissent sur un collecteur portant le réservoir d'air; ce dernier est muni d'un manomètre et d'un tube de niveau.

L'eau est aspirée dans la Seine, puis envoyée dans le réservoir du Château-d'Eau dont elle alimente les cascades ; de là, elle est pompée par quatre pompes centrifuges conjuguées deux à deux, qui l'envoient par des conduites souterraines dans la Galerie des Machines, où elle est utilisée à la condensation de la vapeur d'échappement des machines motrices; de là, elle retourne enfin à la Seine.

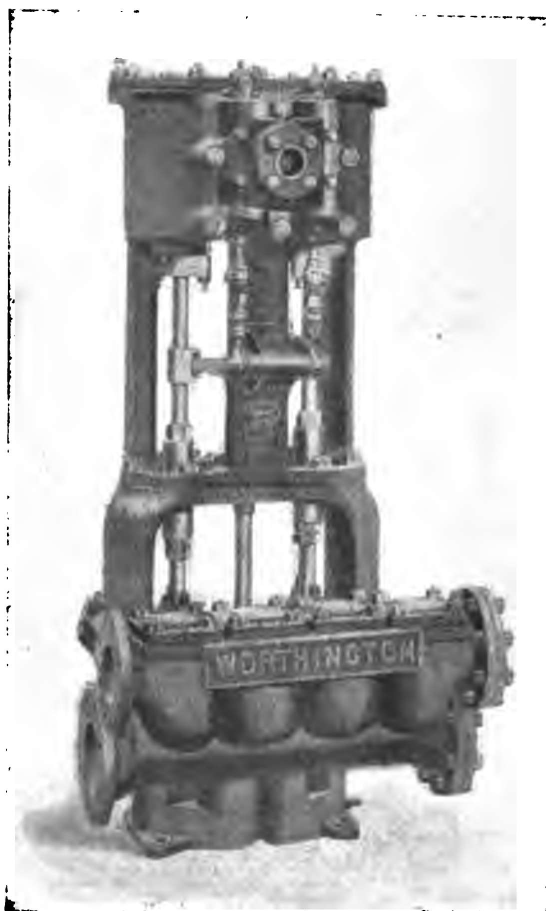


Fig. 201.

Pour alimenter les chaudières qui fournissent la vapeur à ces quatre machines, la maison Worthington a installé une pompe verticale duplex, type de la marine (*fig.* 201).

Celle-ci est étudiée dans le but de tenir dans l'espace le plus restreint possible, et de présenter néanmoins certaines commodités au point de vue de la visite et de l'entretien. Ses dimensions principales sont :

Diamètre des cylindres à vapeur	229	millimètres
Diamètre des corps de pompes	152	—
Course	254	—
Débit maximum par heure		$45^{m3},500$

Diamètre du tuyau d'amenée de vapeur	51	millimètres
Diamètre du tuyau d'échappement	64	—
Diamètre du tuyau d'aspiration.	127	—
Diamètre du tuyau de refoulement	102	—

Et elle peut tenir néanmoins dans un espace mesurant 81 centimètres sur 81 centimètres. Elle peut atteindre une pression sur le refoulement de 17 kilogrammes.

Au point de vue de la commodité du service, les soupapes sont placées dans des boîtes séparées venues de fonte sur le devant des corps de pompes. De cette façon, on peut appliquer la pompe directement sur une cloison verticale, sans avoir besoin de laisser derrière un passage pour la visite; de plus, chaque soupape ayant sa boîte propre, il n'est pas nécessaire, comme dans beaucoup de cas, d'enlever la soupape de refoulement pour avoir celle d'aspiration.

Enfin les tiges des pistons étant en deux parties, réunies par des manchons, il n'est pas nécessaire de sortir le piston à vapeur pour avoir le plongeur ou inversement.

La Compagnie Worthington avait encore exposé, dans le même ordre d'idées, une pompe automatique avec purgeur (*fig.* 202), destinée à pomper automatiquement les condensations qui peuvent s'accumuler dans les appareils de chauffage, les tuyaux de vapeur et les serpentins, ainsi que pour renvoyer automatiquement aux chaudières l'eau de condensation alors qu'elle est à sa plus haute température. Elle est donc commode dans bien des cas, et, dans d'autres, elle peut permettre de réaliser une économie de combustible et d'augmenter l'efficacité d'un matériel.

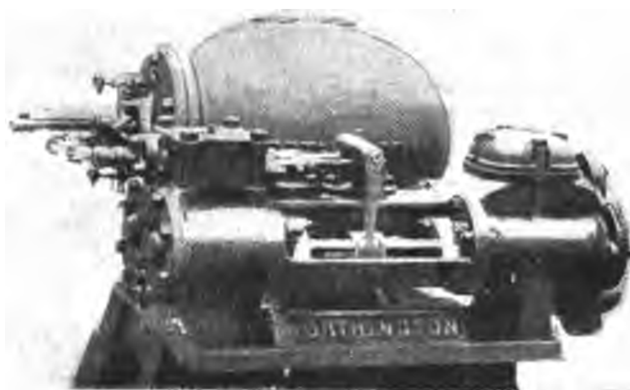


Fig. 202.

Cette pompe ne diffère du système habituel que par le dispositif de mise en marche.

Le purgeur contient un flotteur qui s'élève lorsque le niveau de cette eau monte, et ce déplacement du flotteur ouvre la conduite d'amenée de vapeur. La pompe se met en marche : l'aspiration se fait dans le purgeur, et le refoulement dans la chaudière. En même temps que l'eau est pompée, le flotteur descend, l'admission

se ferme, la pompe ralentit, et vient à s'arrêter complètement. Elle ne se remet en marche que lorsque la quantité de vapeur condensée est suffisante pour faire remonter le flotteur au niveau voulu.

C'est également sur le même principe que sont basées les pompes alimentaires automatiques pour chaudières.

Disons enfin quelques mots de machines élévatoires Worthington à triple expansion.

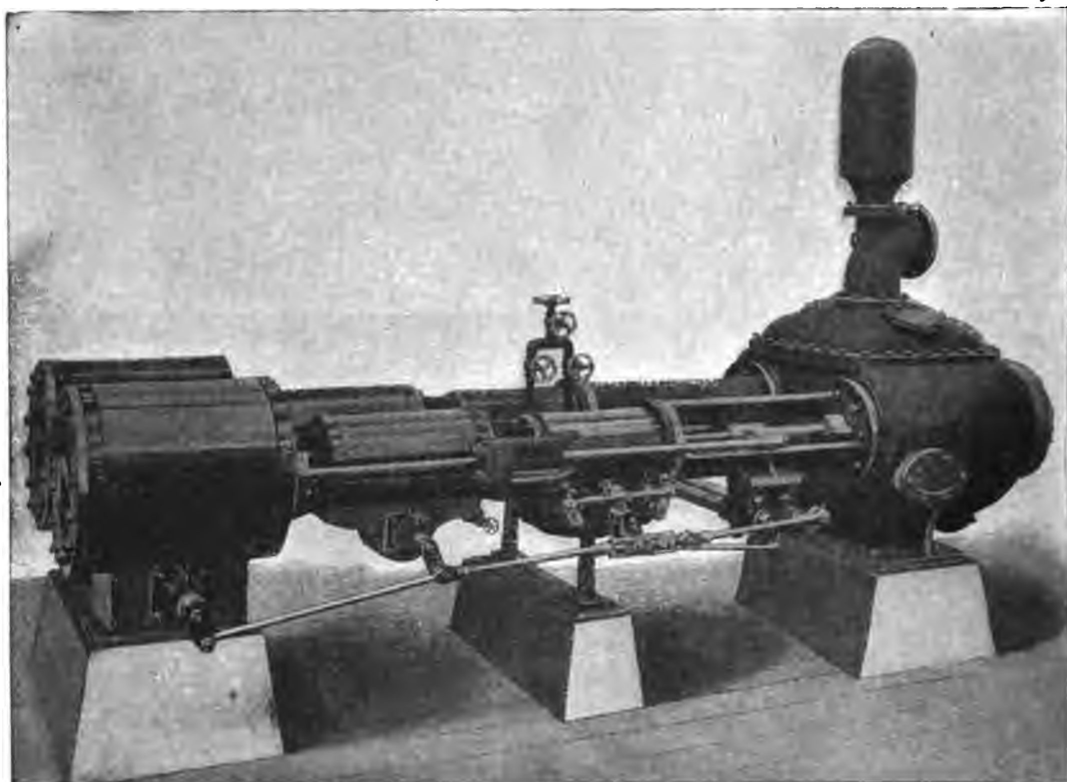


Fig. 203.

Rappelons d'abord un type (*fig.* 203) qui parut pour la première fois à l'Exposition universelle de Lyon en 1894, et dont un certain nombre de modèles sont déjà en service à Londres, Buda-Pesth, Roubaix, etc.

La tige du piston du cylindre à haute pression actionne directement le plongeur de la pompe ; sur la tige de ce même piston est fixé un T relié par deux tiges extérieures au piston du cylindre à basse pression. Enfin, le cylindre intermédiaire est placé entre les autres, et son piston est relié à celui du cylindre à basse pression. Un grand avantage de cette machine consiste dans sa possibilité de démonter un quelconque des pistons à vapeur, sans qu'il soit nécessaire d'enlever plus d'un fond de cylindre. La totalité du travail fourni dans les cylindres est donc transmise directement au plongeur.

La distribution est assurée par des tiroirs cylindriques semi-rotatifs ; l'économie

due à la triple expansion peut être accrue encore par l'emploi des compensateurs ci-dessus décrits.

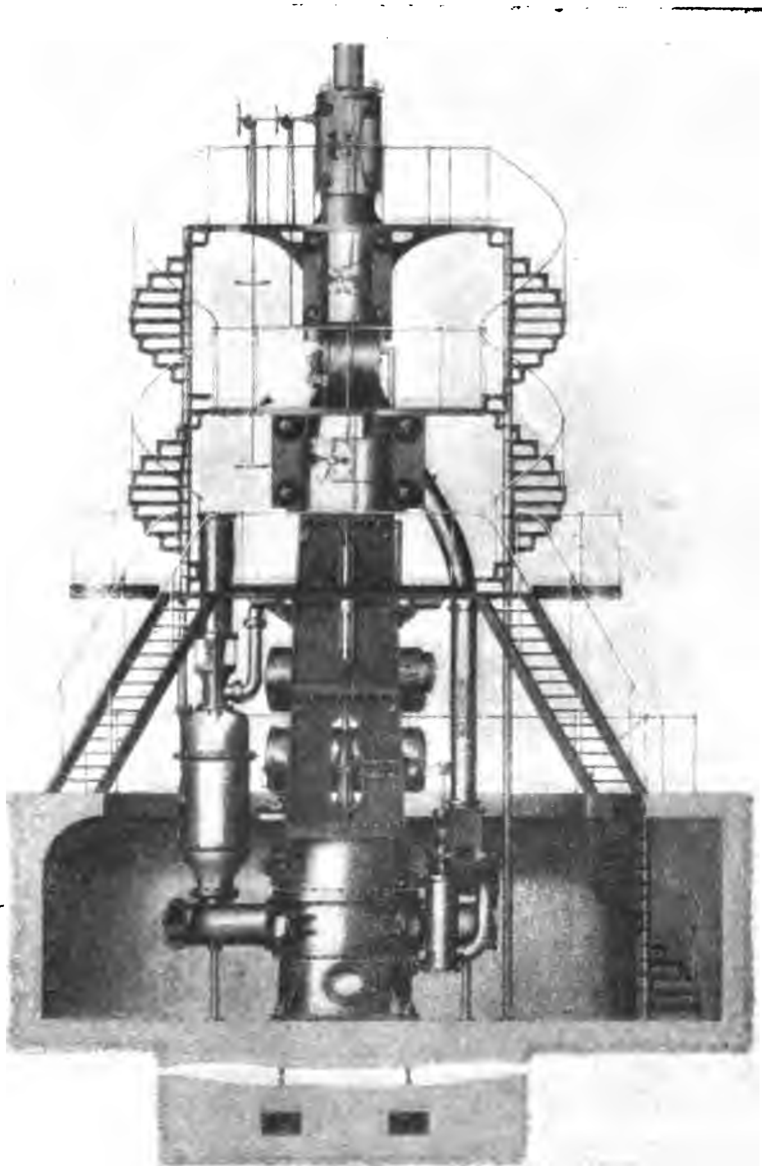


Fig. 204.

Enfin la machine élévatoire verticale, duplex, à triple expansion et cylindres compensateurs (*fig.* 204 et 205), construite pour le service des eaux de Buda-Pesth, ressemble beaucoup à celles installées au quai d'Orsay, sauf sa verticalité; c'est, du reste, la quatrième que comportera cette installation.

La disposition de la machine, avec le cylindre à haute pression placé tout en

haut (à cause de ses plus faibles dimensions), est imposée par la verticalité; de même que, dans les types horizontaux, on met ce cylindre à haute pression immédiatement

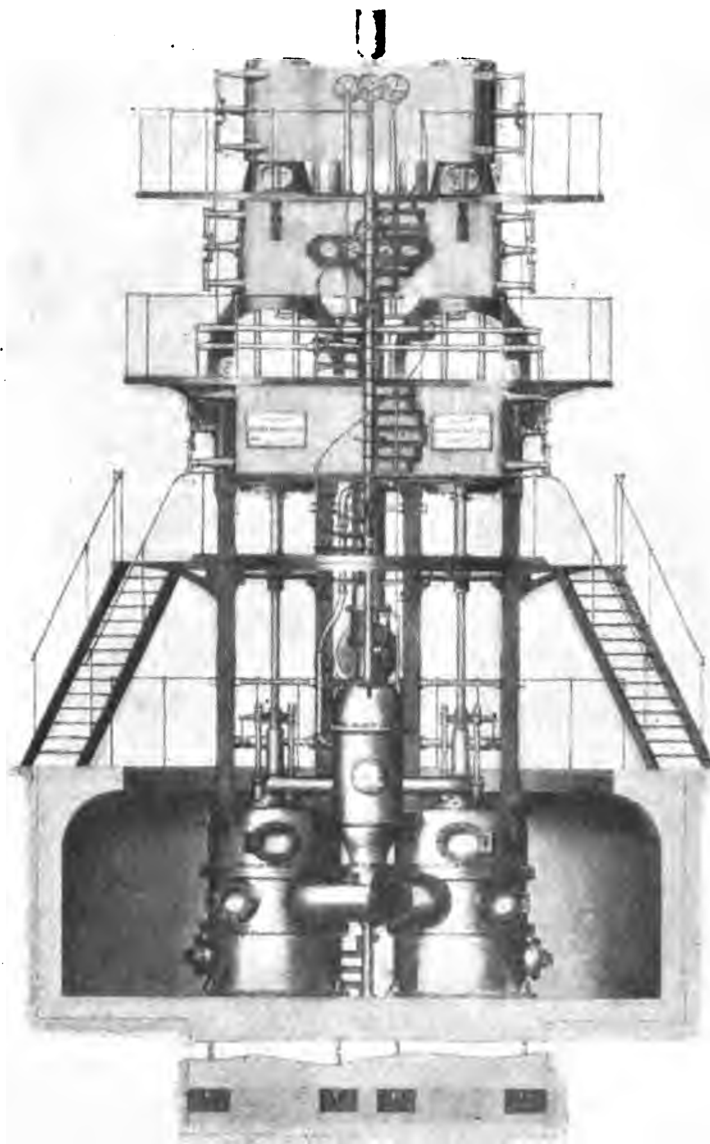


Fig. 205.

à la suite des glissières, parce qu'il est plus facile d'emmancher un petit piston en ce point qu'un grand.

La distribution est la même. Le débit de cette pompe sera de 20.000 mètres cubes par vingt-quatre heures.

III. — POMPES A ACTION DIRECTE A AIR CHAUD ET A PÉTROLE

Moteur-pompe à air chaud, système Ericsson. — La pompe Ericsson est actionnée directement par un moteur à air chaud avec lequel elle fait corps. Le principe est le suivant : on comprime de l'air froid et on le fait passer dans une capacité chauffée où sa pression s'accroît encore ; il chasse alors le piston moteur dans le cylindre, qui est continuellement refroidi par de l'eau passant dans une double enveloppe située sur le refoulement de la pompe. Pour plus de clarté, reportons-nous à la figure 206, dans laquelle 1 est le cylindre en question et 2 le piston moteur. L'air est comprimé entre 2 et le piston 3, qui marchent en sens inverse ; il passe alors autour de 3, dont le diamètre est inférieur à celui du cylindre, et se rend dans la partie chauffée 4. On comprend que, par suite de la marche inverse des pistons 2 et 3, l'espace réservé à la chauffe augmente et diminue alternativement de volume, en même temps que l'air est comprimé ou se détend. La figure montre un appareil chauffé par le gaz ; il est inutile de dire qu'on peut construire des appareils pour chauffer au pétrole, au charbon ou même au bois. L'air comprimé, ainsi chauffé, atteint une pression suffisante pour repasser autour de 5 et aller chasser le piston 2. Il se détend alors, et, par conséquent, se refroidit, et, à ce refroidissement, s'ajoute celui produit par la double enveloppe. La pression baisse, mais le mouvement ascendant, puis descendant de 2 se poursuit, grâce à l'entraînement produit par le volant.

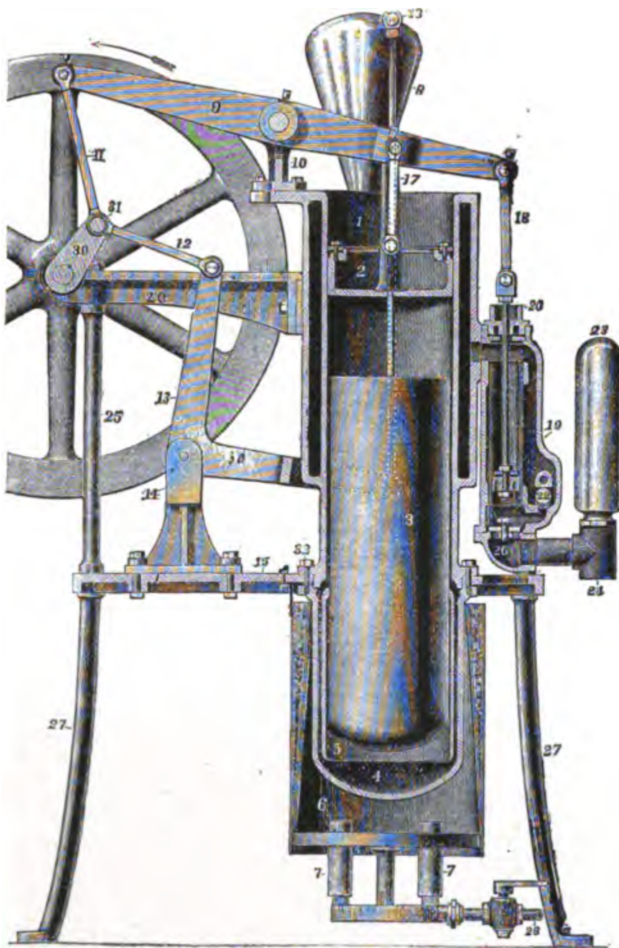


FIG. 206.

Le mouvement alternatif du piston moteur est transmis au levier 9, articulé en un point fixe et commandant par une de ses extrémités la bielle 18 de la pompe 19, et par l'autre la bielle 11, qui actionne le volant 16 par la manivelle 30.

Le mouvement du piston 3, désigné sous le nom de piston de transfert, est produit par l'action de la manivelle motrice 30, à l'aide de la bielle 12, sur le levier à sonnette 13, dont un des bras forme une fourche qui embrasse le cylindre. Chacune des extrémités de cette fourche porte une tige qui actionne la crosse (*fig.* 207) à laquelle est attachée la tige 33 du piston du transfert.

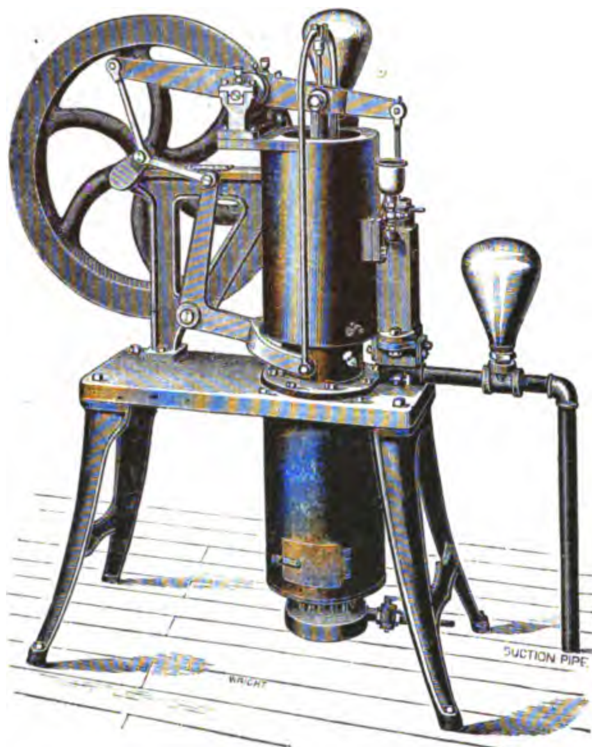


Fig. 207.

La pompe représentée est à simple effet; elle est munie d'un réservoir d'air 23 sur l'aspiration, et d'un autre 8 sur le refoulement, qui commence au sortir de la double enveloppe.

Le corps de pompe est en bronze, et le cylindre moteur en fonte, ainsi que la partie extérieure du foyer. Toutefois, lorsqu'on doit brûler de la houille, cette dernière partie est faite en fonte à poêle, et est enduite de terre réfractaire, pour éviter la prompte détérioration. Les autres organes, bielles, manivelles, leviers, axes, sont en acier.

Dans le cas où l'eau se trouve à une assez grande profondeur au-dessous du niveau du sol (8 à 30 mètres), on installe le corps de pompe plus bas et on fait la tige de piston plus longue; mais, dans ces conditions, il est absolument nécessaire d'amorcer la pompe avant de mettre en marche, afin d'obtenir un refoulement aussitôt après le premier coup de piston. La pompe est d'ailleurs munie d'un entonnoir à ce destiné.

La mise en marche s'opère, après avoir allumé le foyer, en faisant faire à la machine un tour à la main, afin de provoquer la compression. L'arrêt se produit en éteignant le feu; mais, comme la surface chauffée est à une température suffisante pour entretenir le mouvement quelque temps après l'extinction du foyer, on a muni le cylindre d'un robinet, à l'aide duquel on le met en communication avec l'extérieur, et provoque ainsi un arrêt instantané par détente définitive de l'air comprimé.

Cette machine est, certes, d'un fonctionnement sinon économique, du moins très commode; elle exige peu ou pas de surveillance, et par conséquent peut être mise entre des mains ignorantes; aussi s'est-elle répandue partout où l'on avait besoin d'une quantité d'eau relativement faible à élever par intermittence.

MM. Glœnzer et Perreaud sont, à Paris, concessionnaires de ce système, dont un type fonctionnait à l'Exposition : en voici les principales caractéristiques :

Diamètre du cylindre	203^{mm}
Nombre de tours	60 à 80
Débit à l'heure	1.900^{lit}
Diamètre des tubulures d'aspiration et de refoulement.	33^{mm}
Encombrement en surface	$1^{m},200 \times 0^{m},535$
— en hauteur	$1^{m},65$
Poids	180^{kg}
Consommation horaire : anthracite	$1^{kg},500$
— pétrole	$2^{lit},270$
— gaz	700^{lit}

Moteur-pompe Rider. — Le moteur-pompe Rider, actuellement construit par la « Rider Ericsson Engine C° », repose sur le même principe que le moteur Ericsson. La disposition seule est changée.

Il se compose (*fig.* 208) de deux pistons C et D, de diamètres égaux, réunis par des bielles à un arbre à deux coudes à 95° et se mouvant dans des cylindres verticaux A et B. Un de ces pistons, D, sert à transmettre la force, tandis que l'autre, C, comprime l'air qui doit la fournir. Le cylindre B, dans lequel se déplace D, est chauffé à sa partie inférieure d'une façon quelconque, et sa forme est combinée de façon à présenter une très grande surface de chauffe, forme qu'épouse naturellement le piston, afin de diminuer les espaces morts. Un conduit R fait communiquer deux cylindres ; il est garni d'un récupérateur en plaques de plomb H, capables d'absorber et de restituer la chaleur. Enfin, le cylindre de compression A est entouré d'une double enveloppe E, dans laquelle passe l'eau froide

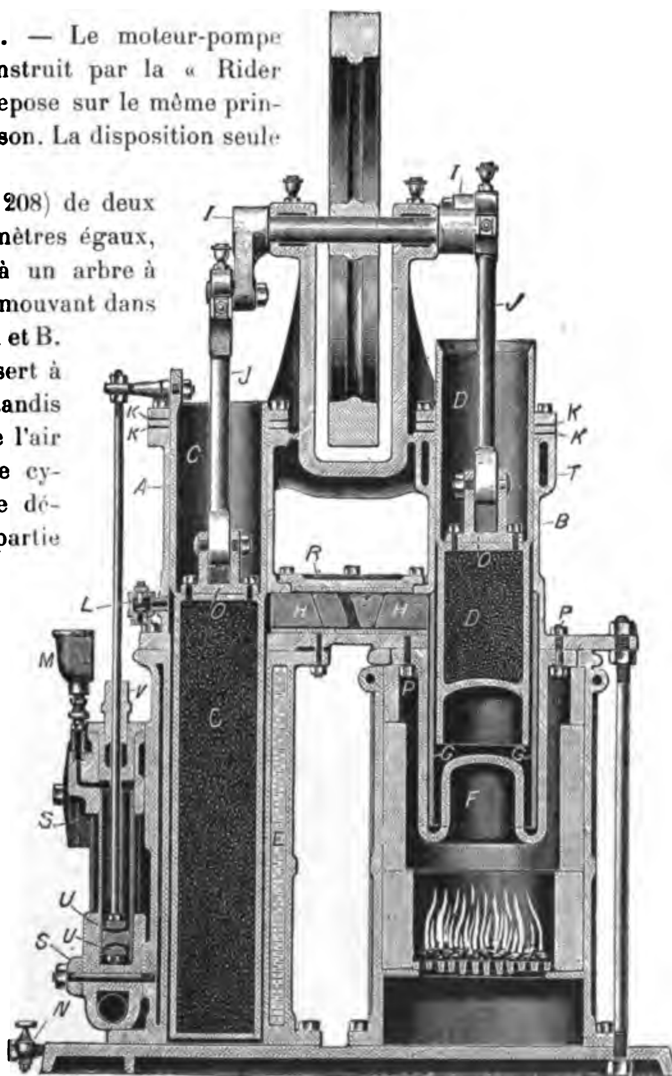


Fig. 208.

refoulée par la pompe qui est fixée sur un de ses flancs. L'arbre porte de plus un volant assez lourd. Le fonctionnement est le suivant.

On allume le foyer α, on met en route à la main.

Pendant le premier quart de tour, le piston D effectue la moitié de sa course vers le haut, le piston C la moitié de sa course vers le bas; pendant ce mouvement, l'air est comprimé dans le cylindre A, traverse le récupérateur R, et pénètre dans le cylindre chauffeur B.

Là, sa pression augmente avec sa température et, en se détendant, il chasse le piston D jusqu'en haut de sa course; ainsi il fait effectuer à la machine son second quart de tour, et amène ses organes dans la position représentée sur la figure 208.

A ce moment, l'air se refroidit, d'une part à cause de sa détente, d'autre part en passant dans R et cédant une partie de sa chaleur aux lames H; le piston D redescend, le piston C remonte; le refroidissement s'accentue par suite du contact de l'air avec les parois refroidies du cylindre A. Tant et si bien que la machine effectue son dernier demi-tour pour revenir à la position de départ.

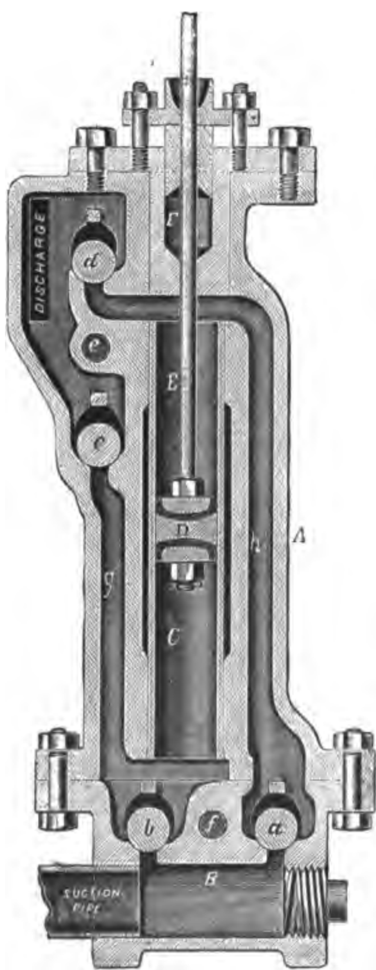


Fig. 209.

La force vive emmagasinée par le piston est alors suffisante pour que, la machine continuant son mouvement, le piston C redescende et comprime l'air qui est en dessous de lui; cet air passe sur les plaques H, où il se réchauffe, et de là dans B..., etc., etc.

L'arrêt de la machine s'obtient par la suppression du chauffage; mais, de cette façon, il serait trop lent; on a muni le cylindre A d'une soupape L par laquelle on peut laisser sortir l'air et faire cesser la marche en empêchant la compression.

Le fonctionnement de la pompe est celui ordinaire des pompes à double effet. La tige L en bronze est fixée au piston A et fait participer le piston V au mouvement alternatif du piston moteur.

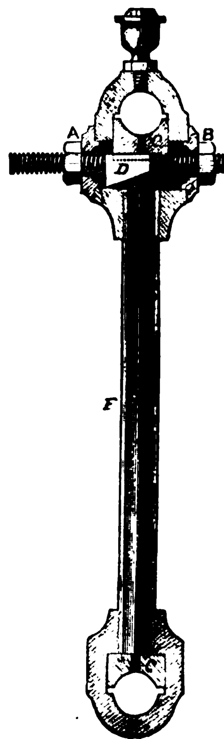


Fig. 210.

La pompe (*fig.* 209) est munie de quatre soupapes à boulets en caoutchouc *a*, *b*, *c*, *d*.

Le piston est à garnitures en cuivre serrées par deux rondelles de métal qui leur conservent la forme donnée par l'emboutissage ; il travaille dans un corps en fonte muni d'une enveloppe de bronze emmanchée à force. Les orifices sont disposés de façon à éviter les tuyaux extérieurs pour faire communiquer les deux aspirations et les refoulements produits à chaque double course.

Comme il est nécessaire pour la mise en marche du moteur d'avoir de l'eau dans la double enveloppe de A, on a placé sur le corps de la pompe un entonnoir M par lequel on peut le remplir.

Un point à remarquer est la disposition (*fig.* 210) spéciale adoptée pour rattraper l'usure des coussinets des billes des deux pistons C et D. Celles-ci sont creuses et portent intérieurement une tige creuse également, E, qui appuie par une de ses extrémités sur le coussinet C, et par l'autre sur une clavette ou coin D. Le déplacement du coin au moyen de la vis C et des écrous A, B produit d'un seul coup le rattrapage du jeu. Ce dispositif est très commode ; mais il a l'inconvénient d'augmenter toujours la longueur de bielle, attendu qu'on repousse les axes vers les extrémités. Le graissage s'opère par la partie supérieure, et le trou de la tige E sert à donner l'accès de l'huile au coussinet C.

Il est évident que le chauffage peut être produit par un des moyens quelconques qu'on a à sa disposition : gaz, pétrole, coke.

Voici les dimensions et les consommations d'un des moteurs exposés :

Diamètre des cylindres C et D	0m,203
Nombre de tours par minute.	100 à 120
Débit pour 15 mètres d'élévation à l'heure	9.080lit
Consommation d'anthracite	2.700 à 3.150kg
Encombrement en surface.	0,940 × 1.500m
— en hauteur (volant compris) . . .	2.840m

Moteur-pompe, à pétrole, Japy. — Ces appareils comportent un moteur à pétrole et une pompe, montés sur le même bâti. La partie centrale de celui-ci supporte, à sa

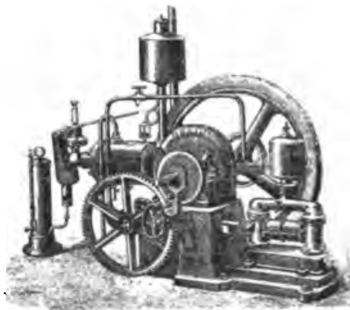


Fig. 211.



Fig. 212.

partie supérieure, le palier de l'arbre du moteur dont le cylindre est en porte-à-faux. Sur cet arbre est calé un pignon qui engrène avec une roue solidaire de l'arbre coudé auquel est attelée la commande du piston de la pompe. Lorsqu'on pompe de l'eau, une partie de celle-ci est envoyée autour du cylindre moteur, pour le refroidir.

Comme la mise en marche exige qu'on fasse faire au moteur à pétrole les deux ou trois tours nécessaires pour déterminer la compression préalable du mélange

explosif, on a muni l'arbre moteur d'un embrayage à friction, qui sert à isoler la commande de la pompe au départ. Cet embrayage est encore utile lorsqu'on veut actionner, au moyen d'une poulie calée à côté du volant, une autre machine que la pompe.



Fig. 213.

Lorsqu'il s'agit de transvaser les vins, bières ou autres liquides, les organes de la pompe sont faits tous en bronze. Dans ce cas, on donne aux boîtes à clapets une forme spéciale, qui en permet le démontage facile, soit pour les réparations, soit pour le nettoyage. Chaque clapet est surmonté d'un corps cylindrique fermé par un couvercle appuyé par une vis qui a son écrou dans un étrier. Le dévissage de cette vis est seul nécessaire à l'ouverture de ces boîtes. Dans ce cas, on est obligé de monter une pompe spéciale pour le refroidissement du cylindre moteur.

Les figures 211, 212, 213 sont relatives à trois applications courantes de cette machine; on voit que, pour rendre plus pratique le transport des petits modèles, on les peut disposer sur un chariot à trois roues.

Voici quelques chiffres relatifs à ces diverses applications. Le type à grands débits de 6 chevaux consomme environ $3^{lit},3$ de pétrole à l'heure, c'est-à-dire environ $0^{lit},016$ par mètre cube d'eau élevée ou épuisée.

DÉSIGNATION	DÉBITS EN LITRES par heure	HAUTEUR D'ÉLÉVATION en mètres	DIAMÈTRE INTÉRIEUR des orifices	POIDS	ENCOMBREMENT EN SURFACE	HAUTEUR
	litres.	mètres.	millimètres.	kilogr.		
	MOTEURS-POMPES FIXES					
1/2 cheval	3.000	15 à 20	33	200	0.700/0,650	1,000
	4.000	10 à 15	40	210		
	5.000	8 à 12	40 à 45	225		
1 cheval	3.000	30 à 40	33	350	1,000/0,700	1,300
	4.000	20 à 30	40	360		
	5.000	15 à 25	40 à 45	375		
2 chevaux	6.000	30 à 40	50	800	1,30/0,90	1,650
	10.000	20 à 25	60	900		1,900
	MOTEURS-POMPES POUR TRANSVASEMENT ET ÉLÉVATION D'EAU					
1/2 ch. sans chariot	5.000	10	45	170	0,70/0,65	1,000
1/2 ch. avec chariot				300	1,10/0,75	1,420
1 ch. sans chariot	10.000	10	60	400	1,00/0,70	1,300
1 ch. avec chariot				570	1,43/0,90	1,750
2 chx. sans chariot	20.000	10	80	400	1,30/0,90	1,90
2 chx. avec chariot				1.000	1,40/0,90	2,40
	MOTEURS-POMPES A GRANDS DÉBITS					
6 chevaux	180.000 à 200.000	4.50	»	»	»	»

IV

POMPES A ACTION INDIRECTE

A. — POMPES VERTICALES

Pompe de Chiswick. — La pompe de l'usine de drainage de Chiswick (Devonshire) est due à MM. Hathom et Davey, de Leeds, et est du type « différentiel » spécial à ce dernier.

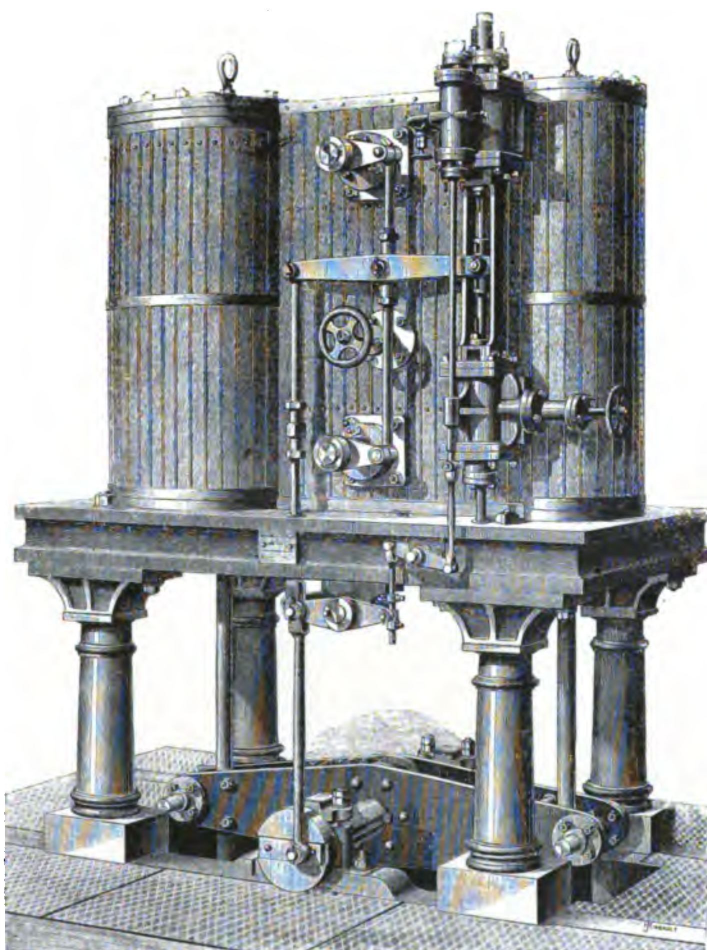


Fig. 214.

La machine comporte (*fig.* 214 à 216) deux paires de cylindres verticaux compound, les cylindres ayant respectivement 0m,250 et 0m,500 de diamètre, et leur course commune étant de 0m,900.

La distribution est assurée par deux soupapes oscillantes placées entre les deux cylindres, sans qu'il soit besoin de récepteur intermédiaire; chaque chapelle de soupape communique librement avec l'admission de vapeur, et possède, en outre, trois canaux pour la distribution de cette vapeur : un vers chacun des cylindres et un pour l'échappement. La figure 216 donne le détail de cette distribution.

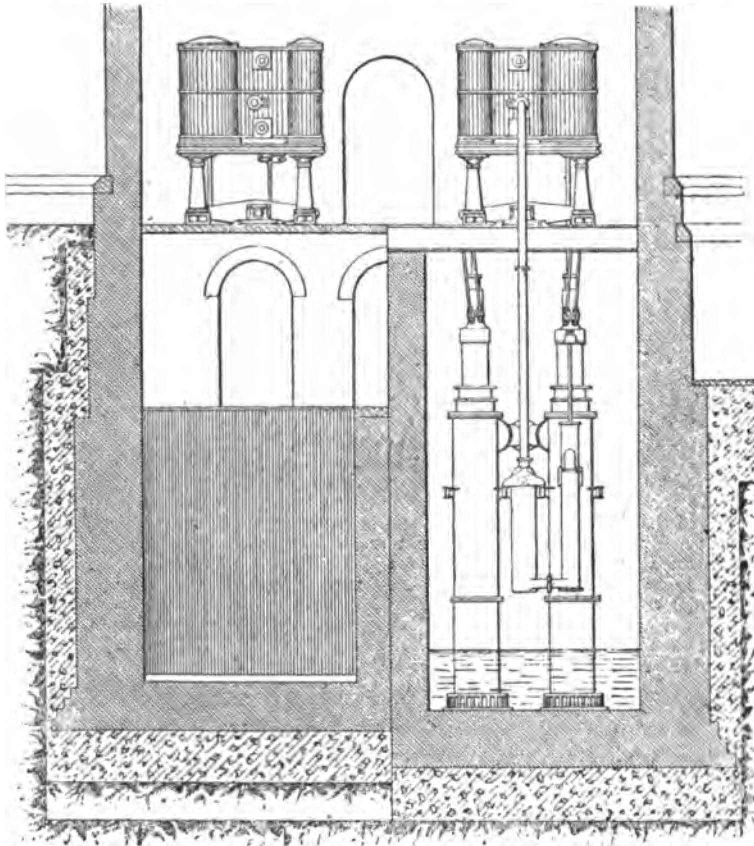


Fig. 215.

Nous profiterons de cette figure très claire pour exposer une fois pour toutes le principe de la distribution différentielle de Davey, que nous aurons souvent l'occasion de rencontrer.

La caractéristique de cette distribution est l'emploi d'une sorte de levier suspendu ou balancier flottant dont le mouvement procède à la fois du mouvement même de la machine et du mouvement uniforme et réglé d'une cataracte d'intervalle. Ce levier commande la distribution de vapeur et en même temps peut agir sur l'admission même de cette vapeur. Voici comment : on voit bien qu'une des extrémités du balancier est mise en mouvement par la tige du piston de la cataracte GH, dans laquelle G est le cylindre auxiliaire de vapeur, et H la cataracte proprement dite ; on conçoit donc qu'on pourra régler le mouvement de celle-ci de façon que la détente soit bien déterminée en marche normale : c'est la cataracte qui doit assurer

la régularité du début de la détente. Mais on voit aussi que, si la marche s'accélère ou ralentit inopportunément, l'autre extrémité du balancier va prendre un mouvement anormal dont la conséquence sera, suivant les cas, une interruption hâtive de l'admission de vapeur ou une prolongation de la période d'admission. La figure montre bien clairement le levier de distribution fixé au balancier en son centre et le levier d'admission rejeté vers la droite, enfin l'admission D proprement dite commandant le tout.

Les pompes sont à godets et à plongeurs; il y a une pompe sous chacun des cylindres, et chacune d'elles peut élever 10.800 mètres cubes d'eau en vingt-quatre heures, la hauteur d'élévation étant de 6^{m},50 environ.

Les deux tiges de pompe de chaque machine sont reliées par une double poutre plate formant balancier; cette disposition semble capitale pour conjuguer le mouvement des deux pistons et régulariser le travail.

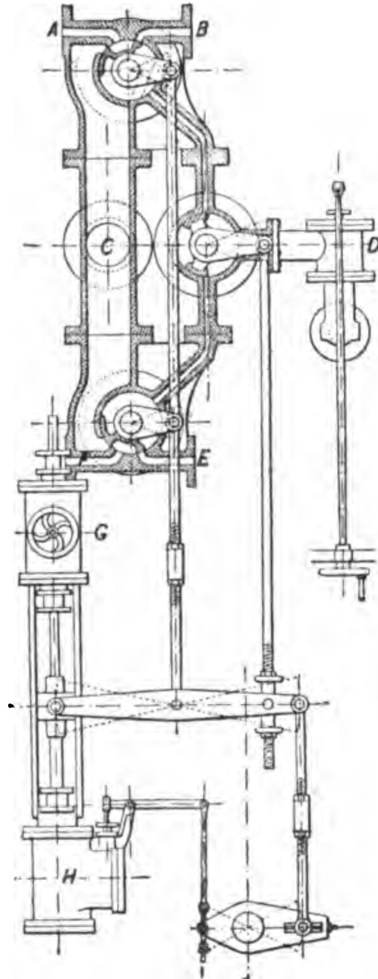


Fig. 216.

Pompes de Selly-Oak. — Ce sont des machines genre Cornouailles, à contrepoids; elles ont été établies par MM. J. Watt and C°, de Birmingham, sous la direction de l'ingénieur de la Compagnie des eaux de Birmingham, M. J. W. Gray (*fig.* 217 à 221).

Le cylindre a 1^{m},52 de diamètre, la course du piston est de 3^{m},35, et la vitesse moyenne de 6 coups par minute. Le condenseur est à surface et composé de 250 tubes en fer étiré. La vapeur est admise à 3^{kg},6 environ.

Le balancier en fonte est à bras inégaux; sa longueur totale (distance des centres extrêmes) est de 9^{m},93.

La machine actionne une pompe élévatoire à simple effet et une pompe foulante à double effet. La première, dont la tige est fixée à l'extrémité du petit bras du balancier, a 0^{m},51 de diamètre et une course de 3^{m},05 : elle est montée au fond du puits, et élève l'eau à l'orifice du puits, soit de 44 mètres environ. La seconde, qui refoule cette eau à 67 mètres de hauteur, a 0^{m},42 de diamètre et une course de 2^{m},14.

Les vitesses moyennes des pistons sont environ 0^{m},60 et 0^{m},43 par seconde. Les figures 220 et 221 montrent la disposition du piston et de la soupape d'aspiration de la pompe élévatoire. Le piston est garni d'un anneau de gutta-percha de 0^{m},009 d'épaisseur. Les soupapes sont formées par une série de cylindres en fonte de diamètres décroissants étagés les uns sur les autres, percés de trous et recouverts par des cylindres en caoutchouc de 0^{m},019 d'épaisseur.

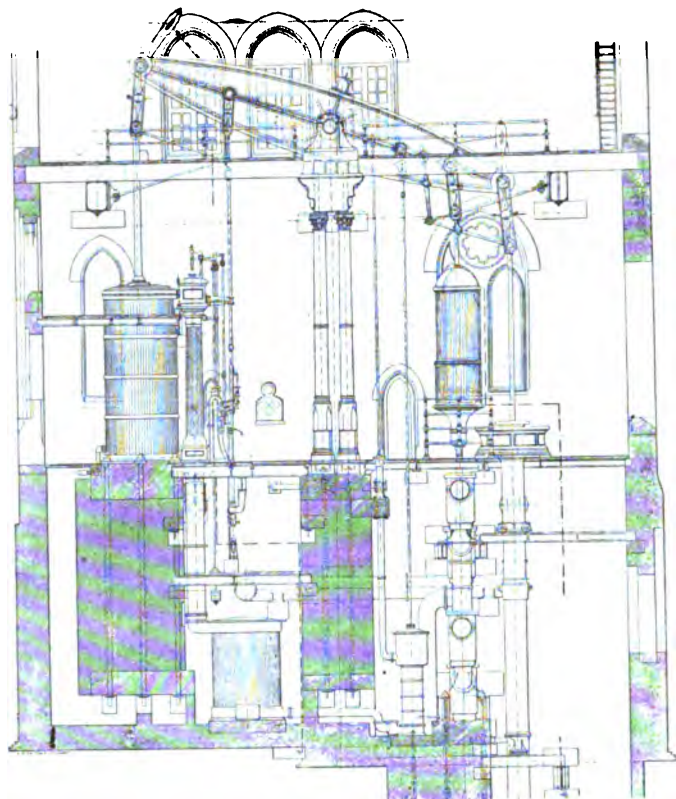


Fig. 217.

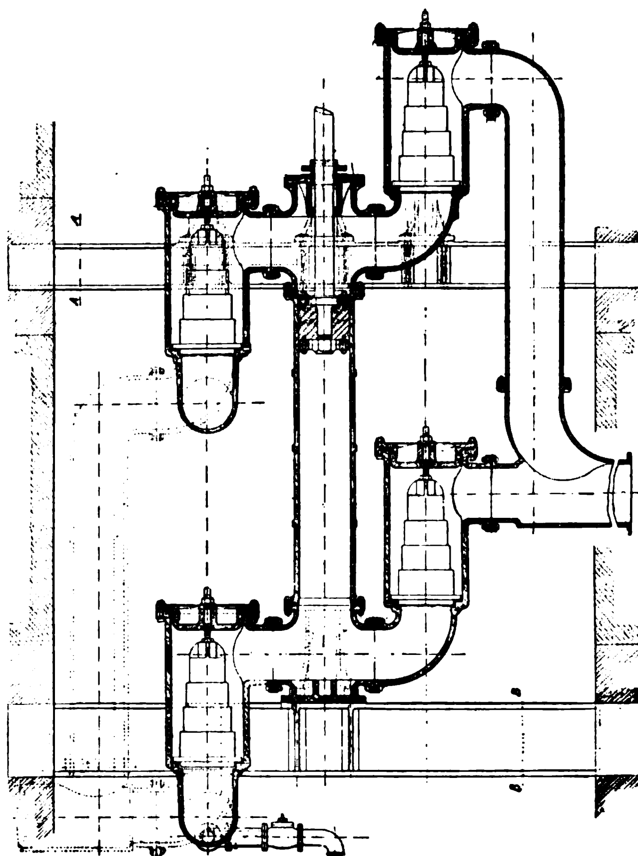


Fig. 218.

La pompe foulante à double effet est représentée par la figure 218, et l'une de ses soupapes (du même type que ci-dessus) est donnée en coupe par la figure 219. Il y a 4 cylindres de diamètre décroissant par $0^m,05$ à la fois; chacun de ces cylindres

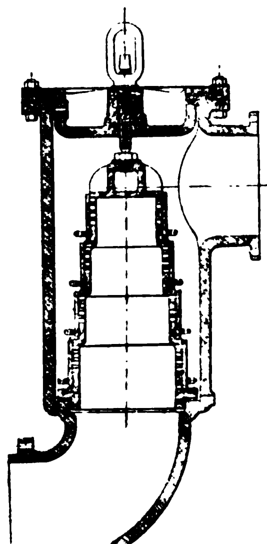


Fig. 219.

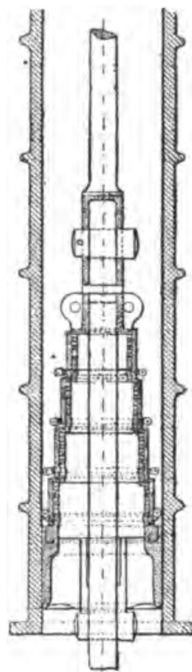


Fig. 220.

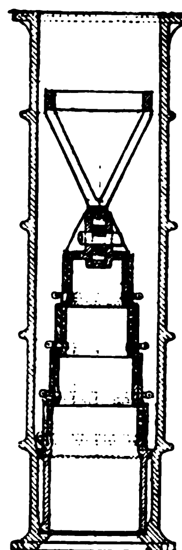


Fig. 221.

est percé de 4 rangées de trous ayant $0^m,016$ de diamètre et espacés de $0^m,032$. L'orifice de passage donné par cette soupape est sensiblement égal à la moitié de la surface du piston. Chaque machine peut refouler environ 3 mètres cubes par minute.

Pompes de Luton. — MM. Hatorn Davey and C°, de Leeds, ont installé à Luton une machine verticale à balancier, commandant deux pompes à pistons plongeurs, ceux-ci étant directement accouplés aux tiges des pistons des cylindres (*fig.* 222 et 223).

Les cylindres ont respectivement $0^m,700$ et $1^m,400$ de diamètre; leur course est la même et égale à $1^m,830$. La vapeur est admise à $4^{kg},500$ environ et distribuée par tiroirs équilibrés. La machine possède un condenseur à surface composé de 334 tubes de $0^m,025$ de diamètre. Un dispositif spécial permet d'isoler le condenseur et de marcher sans condensation.

La distribution se fait par tiroirs, mais toujours avec un dispositif Davey. La communication est munie d'une cataracte d'intervalle, et le nombre des courses pour une position donnée de celle-ci est remarquablement constant.

Les deux pistons marchent en sens inverse, la connexion de leurs mouvements est obtenue par un système de parallélogramme à 3 balanciers, appliqué pour la première fois aux pompes par M. Henri Davey et qui est absolument symétrique

par rapport au plan perpendiculaire à celui des tiges et équidistant des axes des cylindres (*fig.* 222). Il remplace avantageusement le balancier unique de la pompe

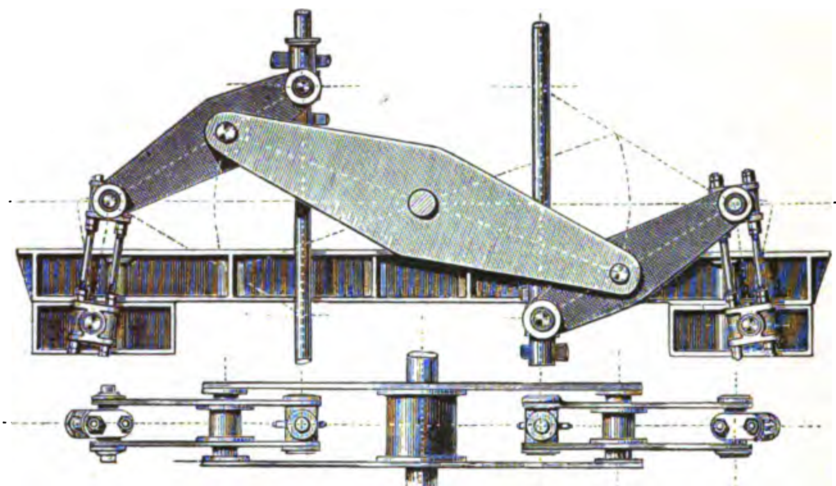


Fig. 222.

Chiswick que l'on vient d'étudier. Chaque tige de piston est reliée à l'extrémité

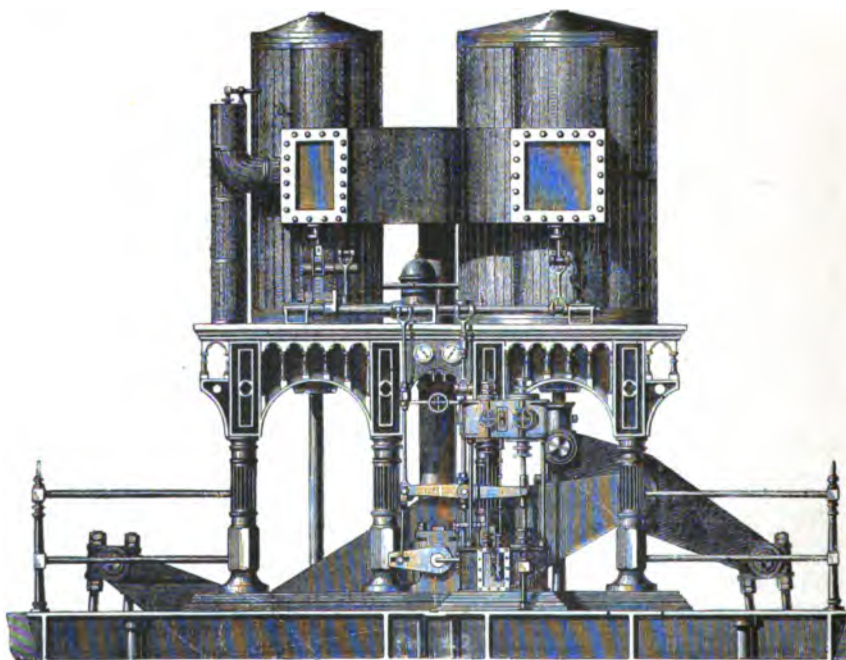


Fig. 223.

inférieure d'un petit balancier court dont l'axe est fixé au grand balancier central, tandis que l'autre extrémité est liée à une bielle invariablement fixée en un point du

bâti. Les tiges des pistons et des plongeurs auront donc en même temps des déplacements parallèles égaux et en sens inverse.

Les plongeurs (au nombre de 2) ont 0m,478 de diamètre et 1m,880 de course; leurs tiges sont munies de contrepoids, comme dans les machines ordinaires de Cornouailles. Ainsi les efforts sur les organes s'exercent toujours dans le même sens et, de plus, comme les plongeurs ont des mouvements inverses, les poids s'équilibrent dans toutes les positions, et les mouvements ont ainsi une grande douceur. L'aspiration varie de 6m,60 à 7m,80, suivant le niveau de l'eau dans le puits; le refoulement est à 68m,60.

Pompes de Buda-Pesth. — Le niveau auquel l'eau devait être élevée variait beaucoup : de 37m,30, du côté Pesth du Dànube, à près de 300 mètres, du côté Ofen. M. Mueller, sur les plans duquel fut faite l'installation, adopta des machines compound, à balancier, genre Corliss.

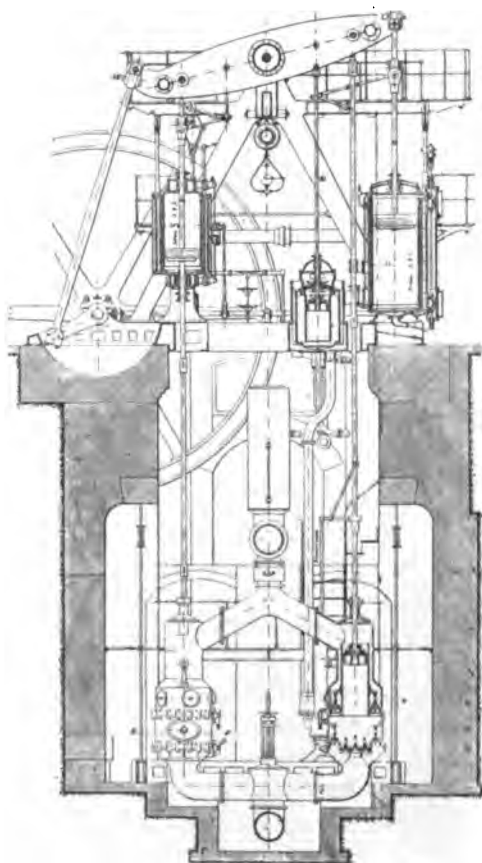


Fig. 224.

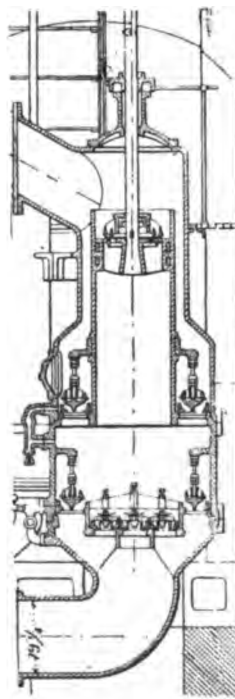


Fig. 225.

La figure 224 donne l'ensemble d'une des machines de la station inférieure, qui n'élève l'eau qu'à 60 mètres environ. Le cylindre à haute pression a 0m,632 de diamètre et 1m,152 de course; il est muni de soupapes Corliss et complètement enve-

loppé de vapeur. Le cylindre à basse pression a $0^m,791$ de diamètre et $1^m,738$ de course ; il est muni d'un tiroir ordinaire à grand recouvrement. Le volume intermé-

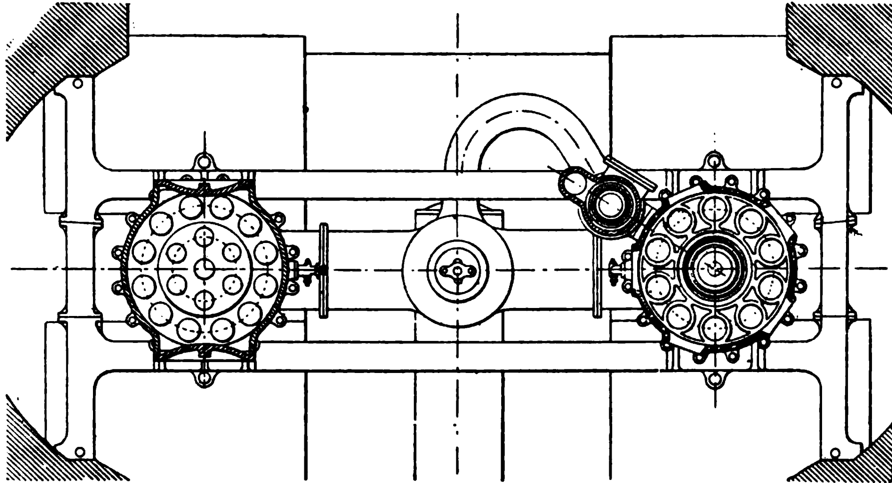


Fig. 226.

diaire entre les deux cylindres (orifices, passages, distribution) est égal au volume du cylindre à haute pression ; le rapport des volumes des deux cylindres est de 1 à 2,4. La pression de la vapeur dans la chaudière est de 5 kilogrammes environ. La machine fait 23 à 24 tours par minute.

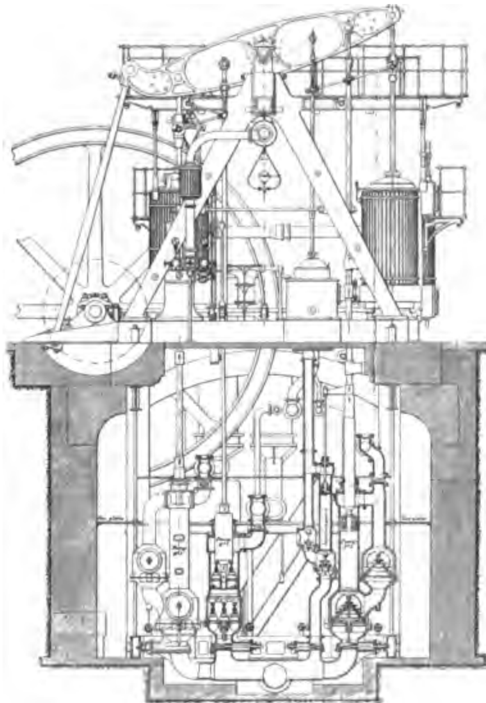


Fig. 227.

Les pompes sont à simple effet : diamètre, $0^m,430$; course, $1^m,152$; il y en a deux, branchées sur les mêmes tuyaux d'aspiration et refoulement, et travaillant comme une pompe à double effet.

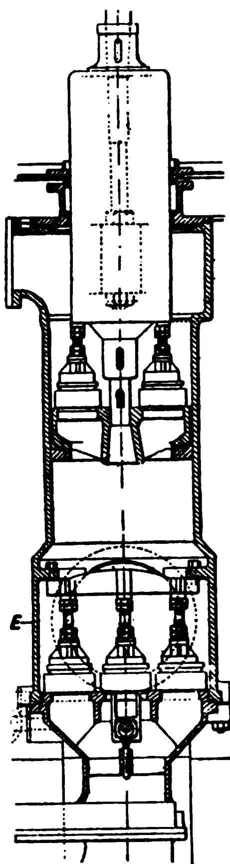
Afin d'éviter qu'il ne séjourne de l'air sous le piston de la pompe (ce qui diminue le travail utile et oblige à adopter des marches lentes, si l'on veut éviter des chocs), M. Mueller a muni les plongeurs de ses pompes de soupapes métalliques en deux parties, au travers desquelles l'air est évacué d'un seul coup pendant le refoulement de l'eau.

Dans la chapelle d'aspiration de chaque pompe se trouvent d'abord (*fig.* 225 et 226) sept soupapes inférieures en caoutchouc, qui sont directement exposées aux graviers et aux sables fins, puis douze soupapes supérieures annulaires en bronze.

Les soupapes de refoulement (au nombre de dix) sont groupées circulairement dans une chambre auxiliaire concentrique au cylindre.

La puissance de la machine est d'environ 105 chevaux-vapeur; elle peut refouler 450 à 480 mètres cubes à l'heure.

La figure 227 représente un groupe de machines de la station supérieure; la machine à vapeur, du même type que la précédente, actionne trois pompes : la pompe n° 1, qui alimente un réservoir situé 56 mètres plus haut; la pompe n° 2, qui peut refouler l'eau soit à 121 mètres, soit à 194 mètres; enfin la pompe n° 3, qui alimente alternativement et à volonté deux réservoirs, l'un à 224 mètres, l'autre à 279 mètres.


Fig. 228.

Les dimensions principales sont les suivantes :

Cylindre à haute pression	diamètre.	0m,581
	course . .	1 ,152
Cylindre à basse pression. . . .	diamètre.	0 ,701
	course . .	1 ,738
Rapport des volumes.		1 à 2,23
Pression de la vapeur dans la chaudière.		5kg,52
Nombre de révolutions par minute		23 à 24
Puissance de la machine . . .		80 à 150 chevaux
		ou 60 à 112,5 poncelets

	Diamètre	Refoulement
Pompe n° 1 . . .	0m,455;	56 mètres
— n° 2 . . .	0 ,290;	121 ou 194
— n° 3 . . .	0 ,266;	224 ou 279

Course commune : 1m,152

La pompe n° 1 (*fig.* 228) n'offre rien de spécial, son piston est de grandes dimensions, sa vitesse est lente, de sorte qu'on peut se dispenser d'avoir des soupapes de refoulement auxiliaires. L'aspiration se fait par 7 soupapes coniques ordinaires.

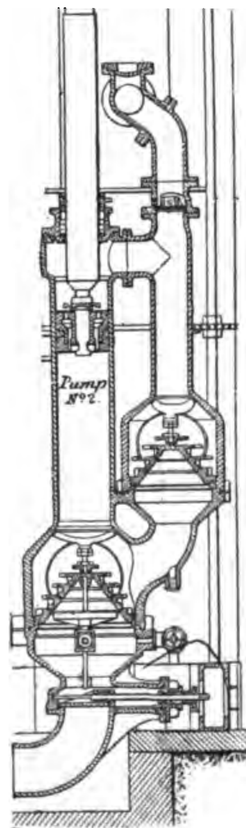


Fig. 229.

Les pompes n° 2 et n° 3 (*fig.* 229) ont des soupapes coniques, disposées concentriquement en terrasses, et reposant sur des sièges en métal; le tout est maintenu par un fort boulon central (*fig.* 230). Cette disposition offre très peu de résistance au passage de l'eau et permet la visite et le remplacement facile des soupapes; il suffit, pour cela, de desserrer l'écrou du haut et de faire tourner légèrement des sièges placés au-dessus de la soupape à enlever. Pour arrêter les pompes, on soulève toutes les soupapes au moyen de l'excentrique de la tige centrale; pour remettre en marche, on les laisse retomber sur leurs sièges. La figure 230 permet de constater la simplicité de cette opération. Avec 24 coups par minute, ce qui correspond à une

itvesse de près de 1 mètre par seconde pour le piston, ces soupapes fonctionnent absolument sans bruit.

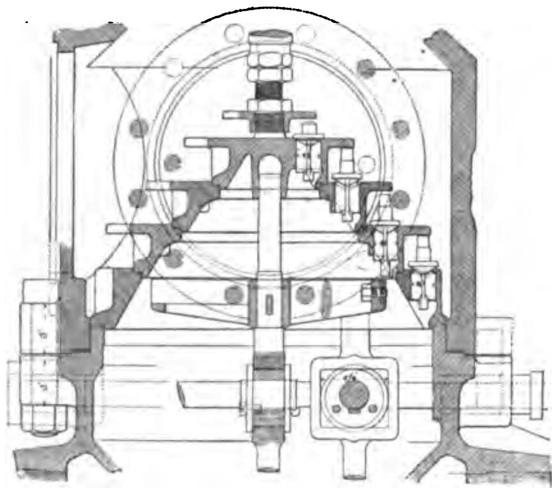


Fig. 230.

La consommation de vapeur est de $7^{kg},5$. On tomberait facilement à 6 kilogrammes en employant de la vapeur à une pression initiale de $8^{kg},5$ et en donnant aux machines une vitesse 2,5 fois plus grande.

Le montage de Buda-Pesth est intéressant par l'absence de fondations; tous les efforts sont supportés par la charpente, et les pompes sont indépendantes des murs. A la marche normale de 24 tours par minute, on ne constate pas de vibrations sérieuses, bien que la hauteur totale soit voisine de 12 mètres.

Pompes de Whitacre. — Cette installation a été faite par les mêmes constructeurs et sous la même direction que celle de Selly-Oak : l'eau des rivières Blythe et Bourne, recueillie dans deux réservoirs ayant respectivement 136.000 et 1.800.000 mètres cubes de capacité, doit être distribuée 76 mètres plus haut.

Les machines sont du type compound, à balancier et à distribution Davey (*fig.* 231 à 233). Les cylindres ont $0^{m},825$ et $1^{m},50$ de diamètre; leur course commune est de $3^{m},05$. Le condenseur à surface est composé de 201 tubes de cuivre de $0^{m},053$ de diamètre et de $2^{m},25$ de long.

Chaque cylindre est placé directement au-dessus d'une pompe, et les tiges du piston du cylindre et du plongeur de la pompe sont dans le prolongement l'une de l'autre. La concordance et le parallélisme du mouvement des deux pistons sont assurées par une disposition à trois balanciers en tous points analogue à celle de Luton, précédemment décrite.

Les pompes ont $0^{m},95$ de diamètre; leurs plongeurs, dont la course est de $3^{m},05$, ont un diamètre de $0^{m},66$ (*fig.* 231). Les tiges des plongeurs sont chargées et équilibrées. Les soupapes sont du type Morris, de la Compagnie des Eaux de Kent (*fig.* 232), comme celles de Selly-Oak.

La vitesse de la machine et l'admission de vapeur sont réglées par la distribution différentielle Davey (*fig.* 232 et 233), dans laquelle la tige qui commande la distribution est reliée à la fois au piston même du moteur et à une cataracte. Cette dernière permet de régler à volonté le moment où la détente devra commencer *en marche normale;* puis, si la marche s'accélère, la distribution, ainsi modifiée par le moteur même, ferme plus tôt l'admission de manière à ramener la machine à sa vitesse normale. Dans ces conditions, en cas de désamorçage de la pompe, la diminution de résistance est presque aussitôt contre-balancée par une diminution

correspondante de l'effort moteur. Il y a trois soupapes pour les extrémités supérieures des cylindres et trois pour les extrémités inférieures.

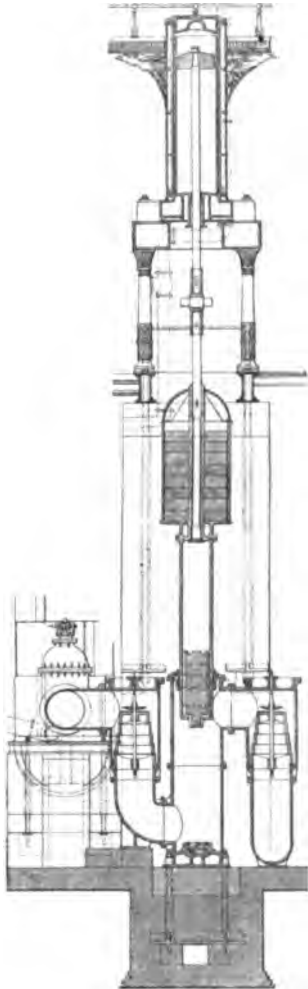


Fig. 231.

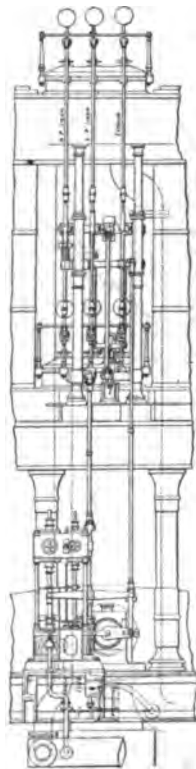


Fig. 232.

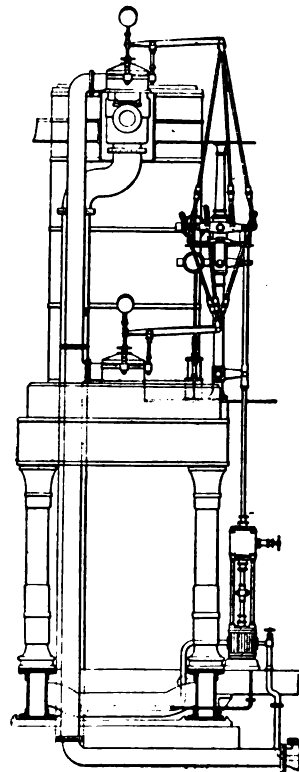


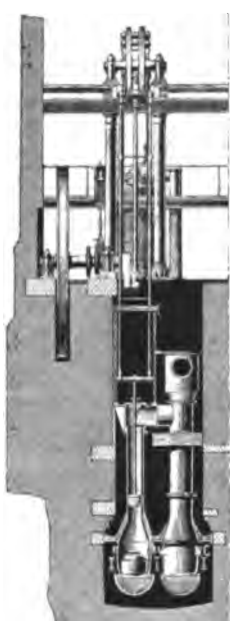
Fig. 233.

La vitesse ordinaire des pompes de Whitacre est de 8 coups de piston par minute.

Pompes de Middlesex. — Les machines ont été (*fig.* **234** et **235**) construites par MM. James Simpson C°; elles sont à balancier et à volant, du type compound Woolf; plus économiques que les machines Cornouailles ordinaires, elles ont surtout l'avantage de se prêter mieux aux exigences de la distribution des eaux, car leur vitesse peut varier de 12 à 22 tours par minute.

Les deux cylindres sont du même côté du balancier, la pompe et le volant de l'autre.

Les cylindres ont 0^m,720 et 1^m,710 de diamètre, la course des pistons étant



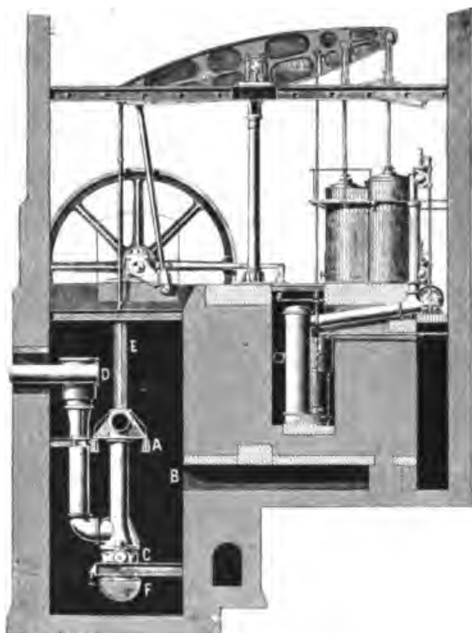


Fig. 234. Fig. 235.

respectivement de 1^m,62 et de 2^m,40. La vapeur est admise à la pression de 4^{kg},5.



Fig. 236.

La pompe est à double effet, à piston plein ; son diamètre est de 0^m,320, la course du piston de 2^m,40 ; cette machine pompe aisément 13 mètres cubes d'eau par minute.

Les figures 234 et 235 donnent l'ensemble de l'installation et la disposition des pompes ; celles-ci sont supportées ainsi que les crépines d'aspiration par des galets et des rails rendant le démontage ainsi que la sortie des pièces très faciles. La figure 236 donne le détail d'une des soupapes à clapets.

Pompes élévatoires de la station de Streatham (*fig.* 237-240). — Ces machines, construites par MM. James Watt and C°, de Soho, sont destinées à élever l'eau de Streatham.

Deux moteurs à vapeur actionnent ensemble : 1° un système de leviers qui commandent deux pompes aspirantes et foulantes, situées au fond d'un puits et destinées à élever l'eau au niveau du sol ; 2° à l'aide de bielles et de manivelles, deux pompes refoulantes qui élèvent cette eau au réservoir d'alimentation.

Les deux machines motrices sont horizontales à triple expansion. Le petit et le moyen piston accouplés en tandem actionnent avec le grand un arbre à deux coudes à 90°. La distribution dans le petit cylindre s'opère par un tiroir Meyer à détente variable. Les cylindres, leurs fonds et les distributeurs sont entourés d'enveloppes de vapeur. A l'extrémité de l'arbre de la machine est calée une manivelle qui com-

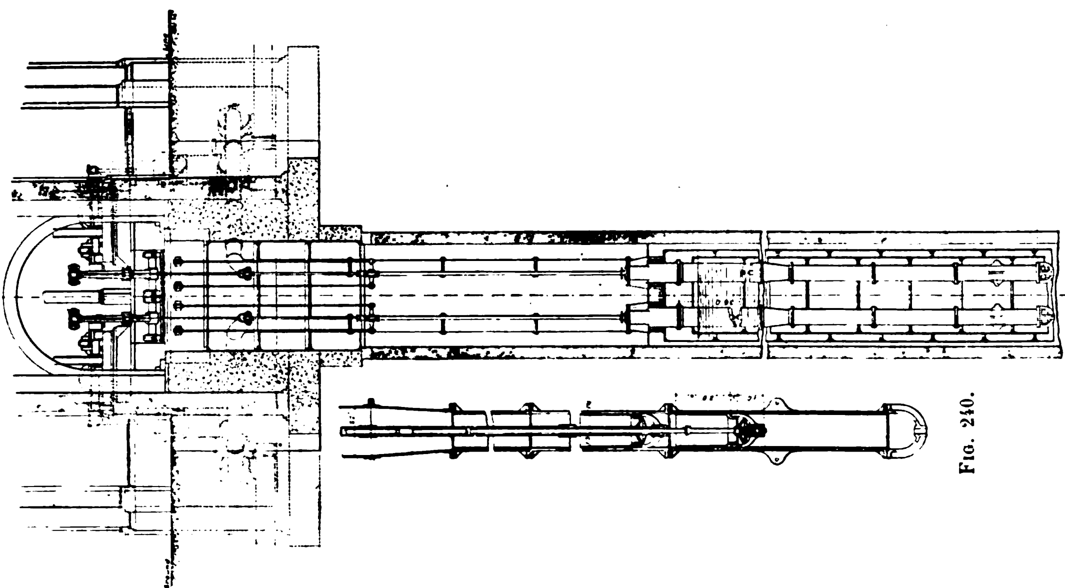


Fig. 239.

Fig. 240.

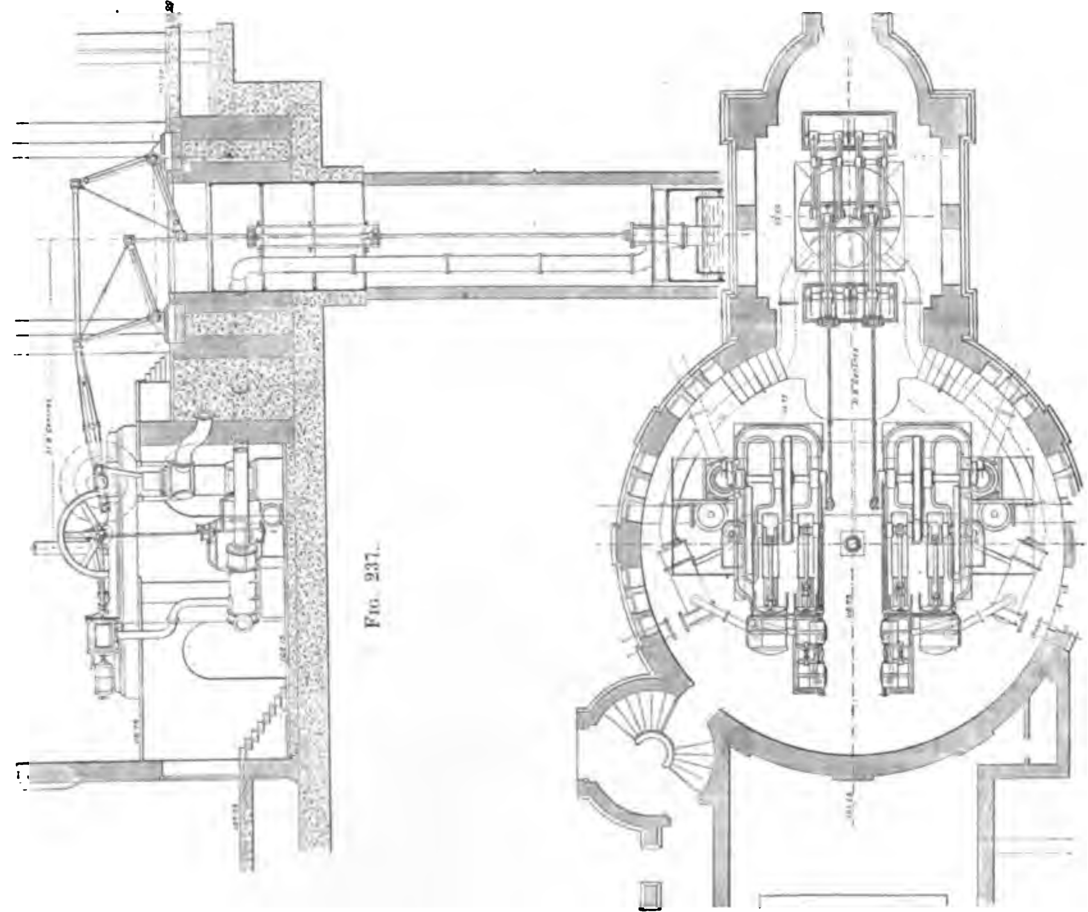


Fig. 237.

Fig. 238.

mande la pompe à air du condenseur et celle qui refoule l'air dans le réservoir situé sur le refoulement.

Entre les deux coudes de ce même arbre est monté un pignon à denture hélicoïde qui engrène avec une roue calée sur l'arbre de commande des deux systèmes de pompe.

Cet arbre, soutenu par deux paliers solidaires du bâti de la machine, porte à ses extrémités extérieures deux manivelles, dont l'une commande par une seule bielle la pompe destinée à refouler au réservoir, tandis que la seconde actionne également, par une bielle, une sorte de parallélogramme, destiné à faire mouvoir les tiges des pompes du puits.

Les figures 237 à 240 montrent suffisamment le dispositif pour qu'il n'y ait pas besoin de s'étendre davantage. Les tiges des deux pompes à double effet, attachées aux bielles par des crosses montées sur galets, sont disposées d'une façon particulière. Chaque pompe comporte deux pistons commandés par des tiges concentriques; la tige du piston inférieur, pleine, passe à l'intérieur de la tige du piston supérieur, qui est tubulaire. Les clapets sont fixés rigidement aux tiges, et ce sont les pistons qui peuvent prendre, par rapport à eux, un déplacement relatif. La figure 240 montre le piston supérieur en montée et le piston inférieur en descente. Le clapet du premier a buté sur le piston et l'entraîne en refoulant l'eau qui se trouve au-dessus de lui, en même temps qu'il aspire dans la partie inférieure. Le clapet du piston inférieur, en descendant, s'est décollé de son siège, pendant que le piston restait un instant immobile; puis il a buté contre le croisillon du piston, et il l'entraîne en maintenant le passage libre pour l'eau aspirée par le piston supérieur. Au moment où le changement de marche s'effectue, les pistons restent quelque temps immobiles pendant que les clapets liés aux tiges se déplacent; le clapet inférieur monte, vient reposer sur son siège pour entraîner le piston qui refoulera par en dessus en même temps qu'il aspire; de son côté, le clapet du piston supérieur s'ouvre et permet le passage de l'eau refoulée.

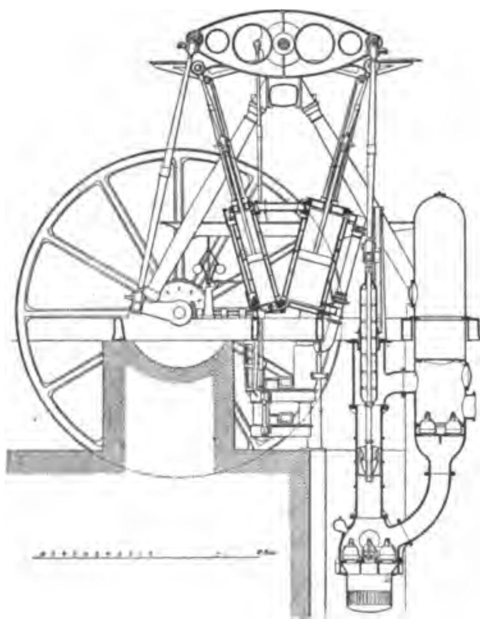


Fig. 241.

Pompes de Lawrence. — Ces machines, construites par F. Morris and C°, de Philadelphie, sur les indications de M. Leawitt, étaient destinées au service des eaux de Lawrence (Massachusetts). Elles se composent de deux machines compound accolées et ayant un volant commun entre elles : ce sont des machines Leawitt, et la figure 241 donne une coupe de l'une d'elles.

Les deux cylindres à vapeur sont munis d'enveloppes de vapeur et inclinés

symétriquement sur la verticale qui passe par le centre d'un balancier situé au-dessus d'eux ; l'une des extrémités de celui-ci est réunie par bielle et manivelle au volant, tandis que l'autre est connectée avec le plongeur de la pompe.

Les tiroirs des cylindres sont à gril avec de grandes ouvertures et un faible déplacement; la distribution du cylindre à haute pression est assurée par un excentrique commandé par un régulateur; lorsque les deux machines marchent ensemble, c'est le régulateur de l'une qui commande la distribution de l'autre.

Les pompes sont du type Thames Ditton, à auget et à plongeur avec un tuyau de refoulement supplémentaire. Pour l'aspiration, il y a 7 valves doubles à pulsations, plus 4 valves dans le tuyau supplémentaire; pour le refoulement, on a une soupape à auget. Sur la chapelle d'aspiration inférieure se trouve une petite chambre sphérique portant au sommet un petit robinet à air, par lequel on peut introduire un peu d'air si besoin est.

Les dimensions principales sont les suivantes :

Diamètre du cylindre à haute pression.	0^m,450
— — basse —	0 ,950
Longueur de corps de piston des 2 cylindres.	2 ,650
Diamètre des tiges de piston des cylindres . . . . { à haute pression	0 ,087
{ à basse —	0 ,100
Diamètre de la pompe à air.	0 ,375
— de corps de pompe	0 ,655
— du plongeur.	0 ,460
— de la tige du plongeur.	0 ,112
— de la chambre à air	1 ,350
Course du plongeur.	2 ,690
Distance des centres extrêmes du balancier	5 ,440
Diamètre du volant	10 ,000
Poids du volant.	11.650 kilogs

Des essais très complets et très sérieux furent faits sur ces machines sous la conduite des experts, MM. Worthieu, Headley et Davis, ingénieurs civils. Nous dirons quelques mots de ces essais.

Par contrat, les machines devaient, à l'essai, marcher pendant quarante-huit heures consécutives, et chaque machine devait débiter un minimum de 9.086 mètres cubes en dix heures avec une vitesse de 16 tours par minute et une pression de 6^{kg},3 à la chaudière. La hauteur d'élévation devait être déterminée par un manomètre fixé au tuyau de refoulement et situé à moins de 35 mètres de la chambre des machines ; on devait ajouter aux valeurs fournies par ce manomètre, d'abord la pression correspondante à la différence de niveau entre ce point et le niveau de l'eau dans le puits, ensuite une pression tenant compte des frottements et des courbes et évaluée à 0^{kg},07 par centimètre carré. On devait avoir, dans ces conditions, un rendement en eau montée d'au moins 283.000 kilogrammètres par kilogramme de houille brûlée à la chaudière.

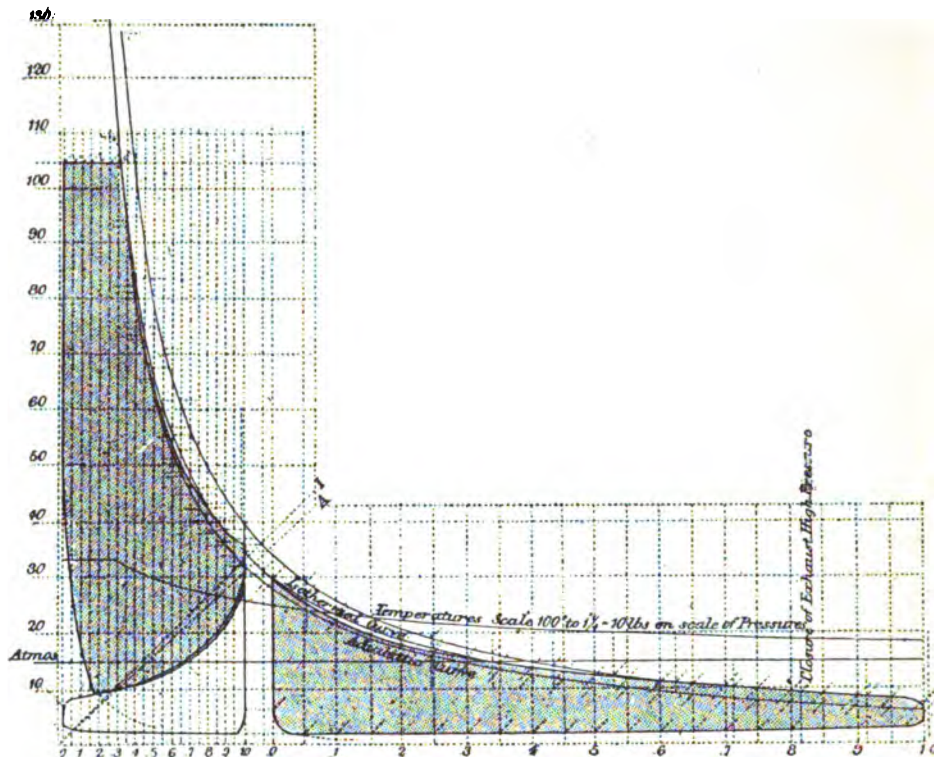


FIG. 242

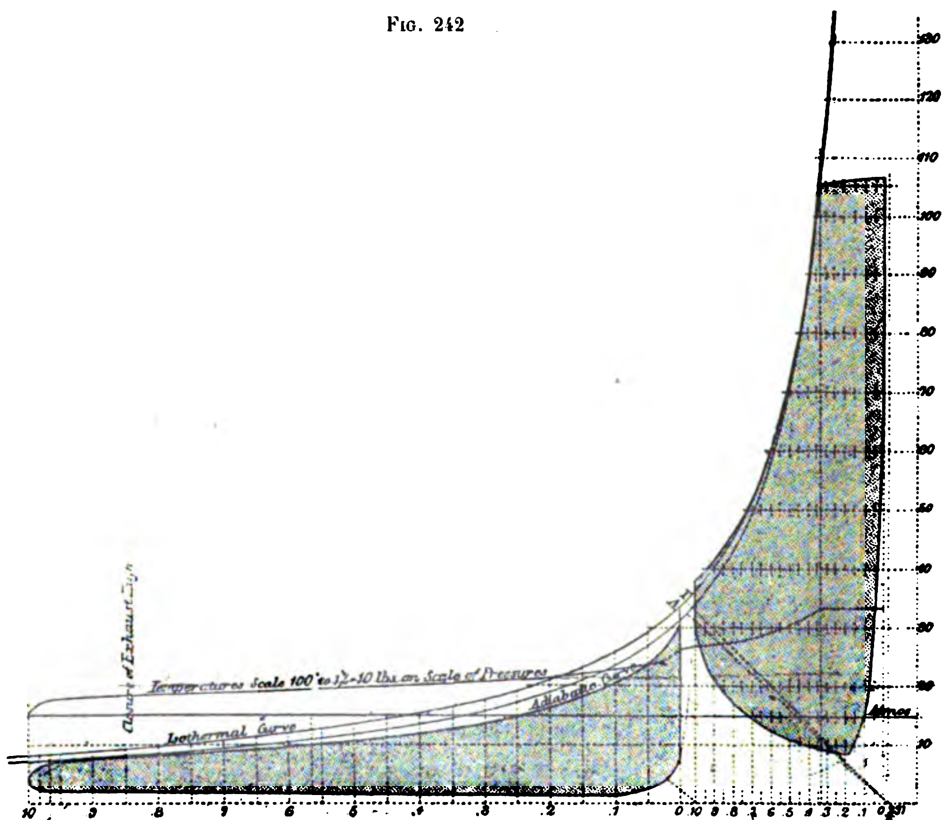


FIG. 243

Voici quels furent les résultats obtenus :

Pression aux chaudières	6^{kil},3
— moyenne dans le cylindre H. P.	4 ,7
— — — B. P.	1 ,7
Charbon consommé par mètre carré de surface de grille.	38 ,0
Eau évaporée par kilogramme de charbon	8 ,4
Consommation de charbon par cheval.	0 ,765
Nombre de tours par minute.	16,25
Débit d'une pompe par révolution.	876 litres
Débit d'une machine en 10 heures.	9.350 m. c.
Kilogrammètres par kilogramme de houille	387.000

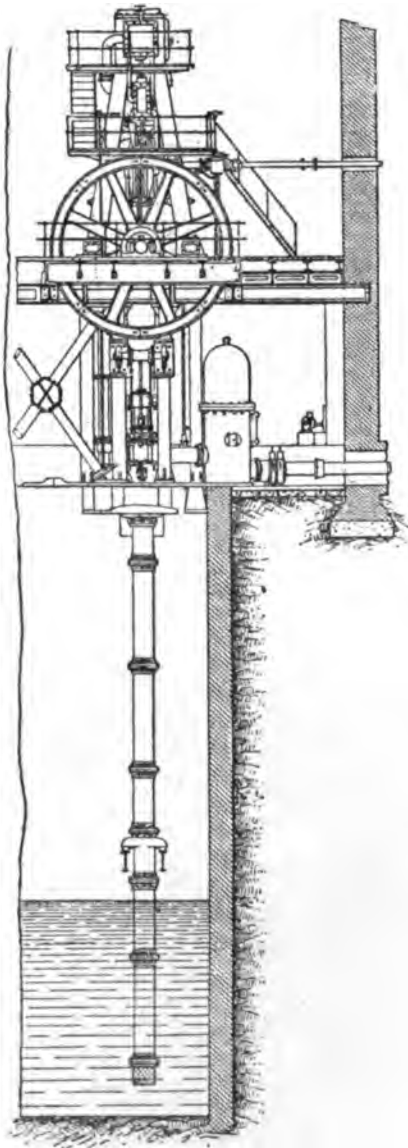
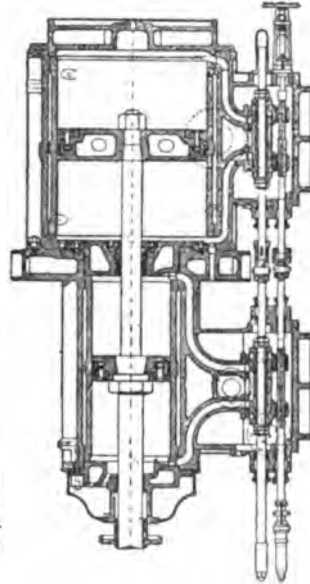


Fig 244.



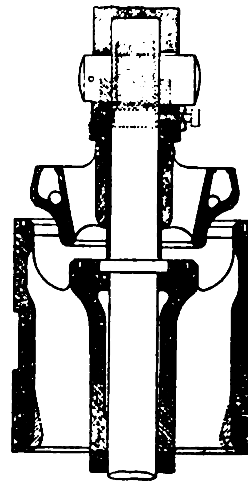


Fig. 245 et 246.

Les figures 242 et 243 reproduisent les diagrammes d'essais des extrémités inférieures et supérieures des cylindres : les courbes isotherme et adiabatique y sont tracées : I est l'axe de la première; A, l'axe de la seconde.

Pompes d'Eastbourne. — L'installation, due à MM. Moreland et fils, de Londres, comporte une machine compound pilon de 160 chevaux, élevant 7.300 mètres cubes par vingt-quatre heures à 120 mètres de hauteur, et deux compound de 106 chevaux, élevant chacune 4.800 mètres cubes à la même hauteur.

Les cylindres de la compound (*fig.* 244) sont disposés en tandem ; ils sont séparés par une simple garniture métallique permettant de les boulonner l'un sur l'autre (*fig.* 241) ; on évite ainsi les presse-étoupes et on gagne sur la hauteur de l'installation. La figure 245 montre bien les détails de la distribution, des enveloppes de vapeur et le montage des pistons.

Les cylindres ont $0^m,500$ et $0^m,950$ de diamètre, la course commune est de 1 mètre, Le volant, de 15 tonnes, a $4^m,20$ de diamètre. La pompe est à piston plongeur de $0^m,370$ de diamètre; le corps de pompe a $0^m,500$ de diamètre; les soupapes sont à double battement (*fig.* 246), afin de donner le maximum de passage à l'eau ; la levée est d'environ $0^m,035$.

La machine et les plates-formes sont indépendantes des murs du bâtiment (*fig.* 244). La disposition en tandem réduit le nombre des organes, le poids de la machine et le prix de premier établissement. Enfin les pompes sont aisément accessibles ; elles sont supportées au niveau du puits par de fortes attaches et par des supports plus légers placés à la hauteur de la boîte d'aspiration. Celle-ci est munie de roues, de sorte qu'on peut la déplacer sur le côté pour la visiter ou l'enlever si besoin est.

Pompes de Kimberley. — L'eau est distribuée au moyen d'un triple jeu de machines : une machine verticale puisant l'eau dans le Waal River, à une vingtaine de mètres de profondeur; deux machines horizontales la distribuant à longue distance et 210 mètres plus haut.

La machine verticale est (*fig.* 247 et 248) du type compound, avec des cylindres de $0^m,40$ et $0^m,65$ de diamètre, à course de $0^m,625$. Les deux cylindres ont chacun leur distribution avec détente Meyer. Deux conduites aboutissant à la boîte de distribution du petit cylindre permettent d'envoyer la vapeur soit dans le réservoir intermédiaire, soit directement dans le condenseur, de sorte qu'au besoin on peut n'utiliser qu'un cylindre.

Les tiges des pistons sont directement connectées à celles des pompes, qui sont à double effet (*fig.* 249), avec un diamètre de $0^m,425$ et une course de $0^m,625$. Les figures 250 et 251 donnent le détail d'une des pompes.

Pompes Gaskill compound de Kalamazoo. — Les pompes Gaskill, installées à Kalamazoo, sont des pompes verticales à piston plongeur et à simple effet, mues par une machine verticale compound.

La machine est (*fig.* 252) aussi ramassée que possible ; les cylindres ont des robinets de distribution genre Corliss ; la pression initiale de la vapeur est d'environ

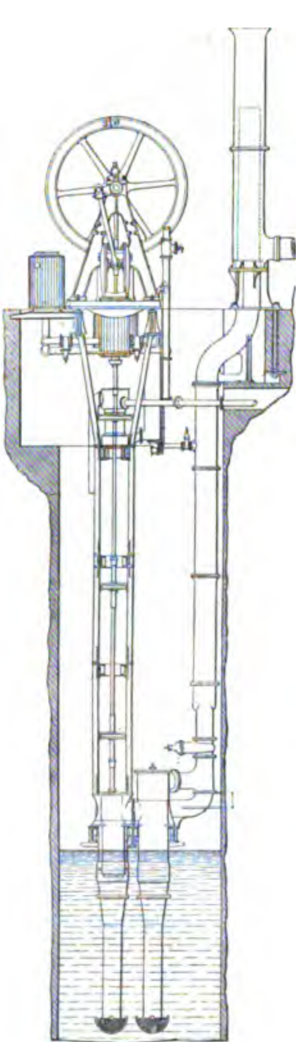


Fig. 247.

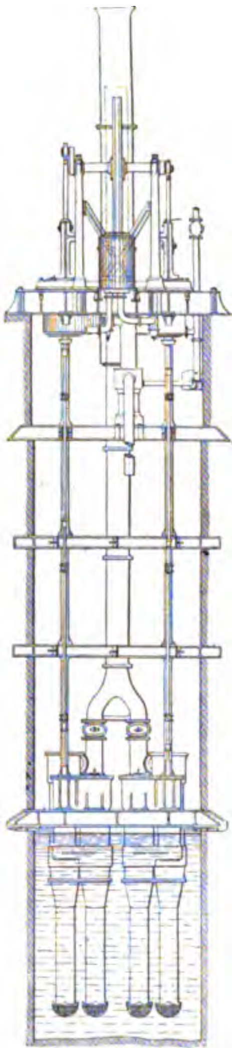


Fig. 248.

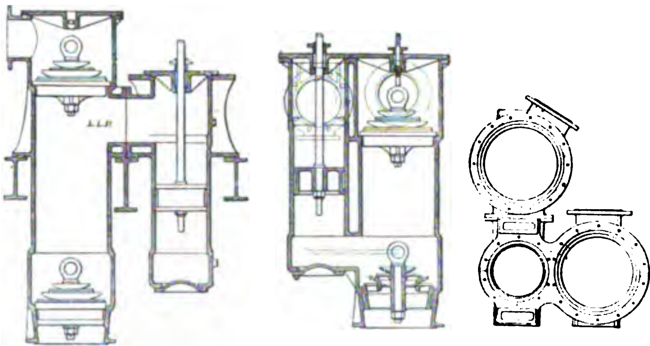


Fig. 249, 250 et 251.

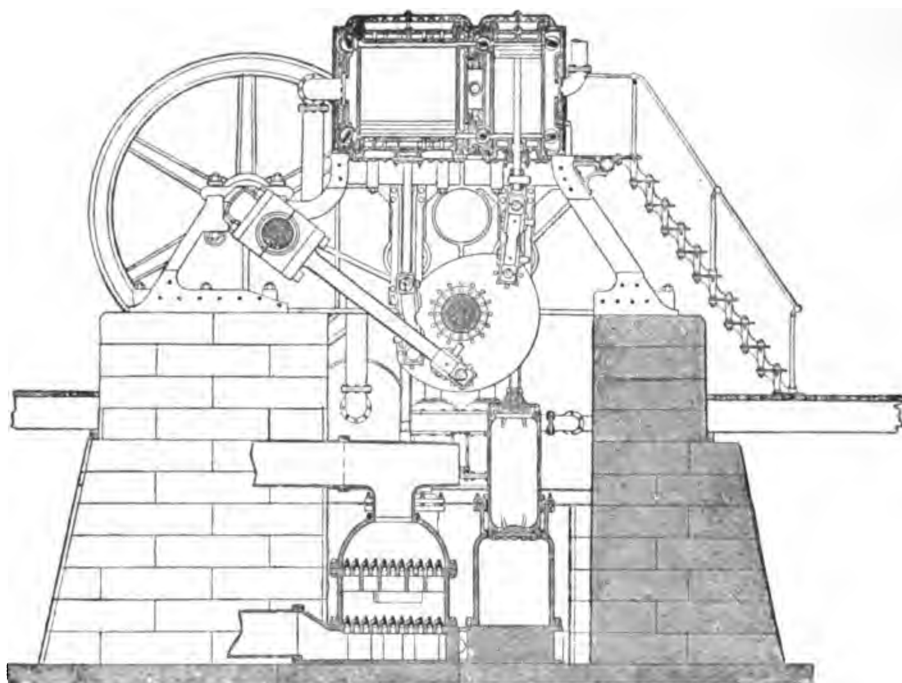


Fig. 252.

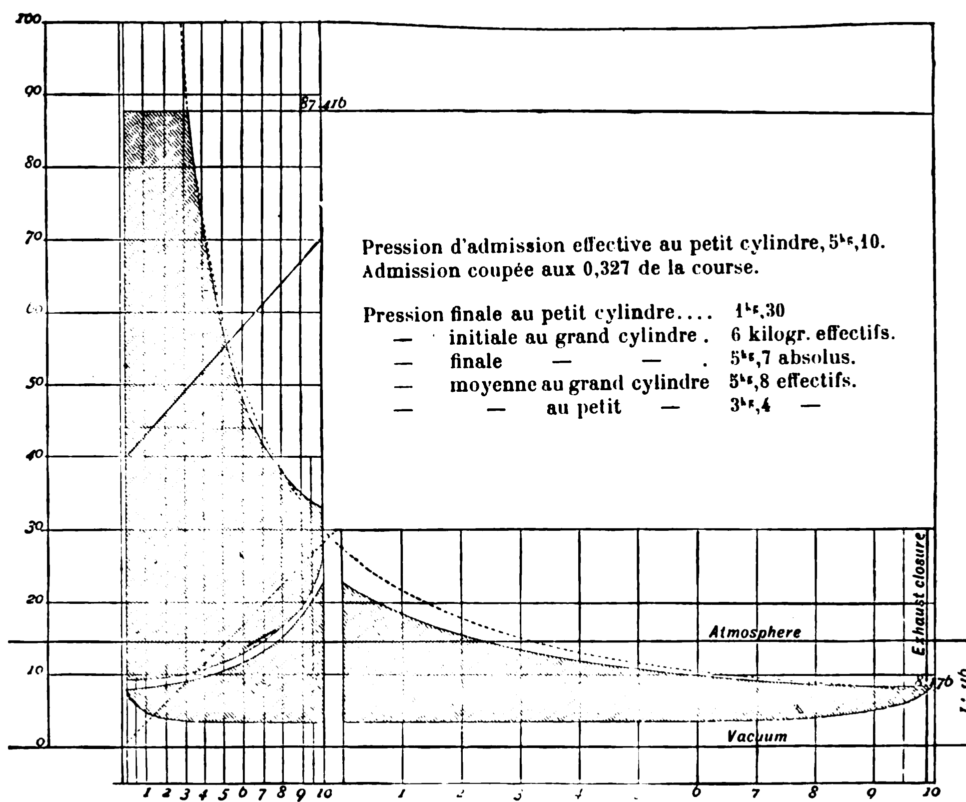


Fig. 253.

6 kilogrammes. Le condenseur est à injection d'eau. Les diametres des cylindres sont de 0m,450 et 0m,900 ; la course commune est de 0m,750.

Un balancier elliptique de petites dimensions, composé de deux plaques d'acier de 3 centimètres d'épaisseur et placé entre les cylindres et les pompes, établit la transmission des mouvements. Il y a, de plus, deux volants jumelés de 3m,05 de diamètre et pesant chacun 3.600 kilogrammes.

Les deux pompes sont à simple effet; les plongeurs ont tous deux 0m,500 de diamètre ; leurs courses sont de 0m,748 et 0m,749.

Chaque pompe possède 4 séries de 91 petites soupapes en caoutchouc à simple battement, soit 364 soupapes pour l'aspiration et le refoulement. Ces soupapes ont 4cm,4 de diamètre et 0cm,8 de levée ; leurs sièges ont 3cm,3 de diamètre.

Cette machine fait 25 à 26 tours par minute, ce qui correspond à une vitesse de 0m,60 par seconde pour les plongeurs ; dans ces conditions, elle peut élever à 36 mètres environ 9m3,5 par minute.

Le diagramme (*fig.* 253), relatif aux extrémités inférieures des cylindres, est intéressant.

Pompes de Hartlepool. — Les machines-pilons construites par MM. Worth Mackenzie and C° sont compound à double tandem (*fig.* 254) : chaque tandem comporte un cylindre à haute pression de 0m,500 de diamètre, supporté par un fond en fonte, coulé en creux pour faire enveloppe, et formant couvercle du cylindre à basse pression, de 0m,900 de diamètre, qui est lui-même supporté par un fond en fonte analogue à l'autre.

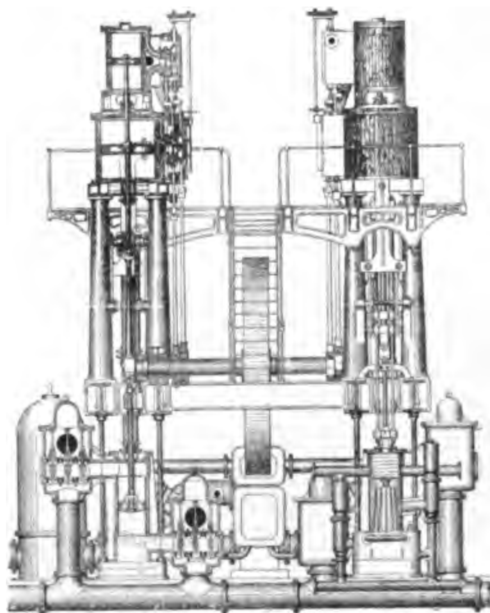


Fig. 254.

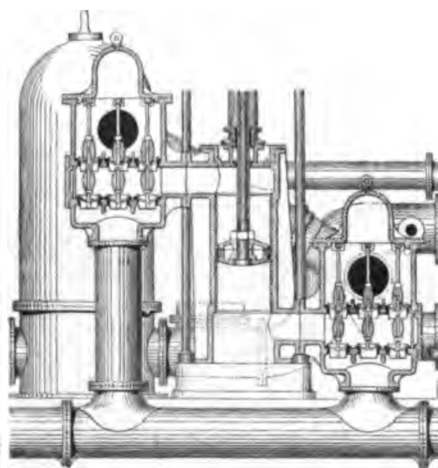


Fig. 255.

Les pistons, fixés sur leurs tiges par cône et écrous, ont une course de 0m,915. La distribution ordinaire par tiroirs est appliquée aux deux cylindres ; elle est modifiable à la main pour le seul cylindre à haute pression. La pression de la vapeur dans les chaudières est de 5kg,2.

Les machines sont portées par un entablement fortement boulonné sur les 4 colonnes principales en fonte, qui sont scellées dans la maçonnerie de fondation, formant les murs de la chambre des pompes.

La transmission du mouvement des pistons à vapeur aux pistons des pompes et au volant est visible sur la figure 254; le volant a $3^m,60$ de diamètre et pèse 12.000 kilogrammes.

Les pompes (*fig.* 255) sont à double effet et munies d'une gaine intérieure en bronze phosphoreux. Elles ont $0^m,453$ de diamètre; chacune d'elles comporte 2 boîtes à soupapes, et dans chaque boîte se trouvent 9 soupapes d'aspiration et 9 de refoulement. La levée des soupapes est de 18 millimètres : elle est maintenue fixe par des tampons en caoutchouc, et, grâce à cette faible levée, le fonctionnement des soupapes est absolument silencieux.

La hauteur d'aspiration étant forte (voisine de 9 mètres) et les pompes assez éloignées du puits d'alimentation, on a placé sur l'aspiration 2 forts réservoirs d'air [$d = 0^m,600$, $h = 2^m,40$]. Il y en a un grand sur le refoulement [$d = 1^m,05$, $h = 3^m,30$] et, de plus, les boîtes à soupapes sont munies de dômes formant aussi réservoirs d'air.

Cette installation permet d'élever par heure, d'une part, 600 mètres cubes d'eau à 33 mètres de hauteur et, de l'autre, 30 mètres cubes à 120 mètres.

Les machines font environ 21 tours par minute, ce qui correspond, pour les pistons des pompes, à une vitesse de $0^m,64$ par seconde. Leur puissance est de 136 chevaux indiqués. Un essai a donné, pour le rendement des machines, 83,4 0/0.

Pompe Gaskill à triple expansion. — Nous venons de décrire une pompe Gaskill compound. M. Gaskill a étudié le type pilon à triple expansion représenté par la figure 256, avec la préoccupation dominante de faire circuler la vapeur dans les cylindres aussi vite et d'une manière aussi directe que possible.

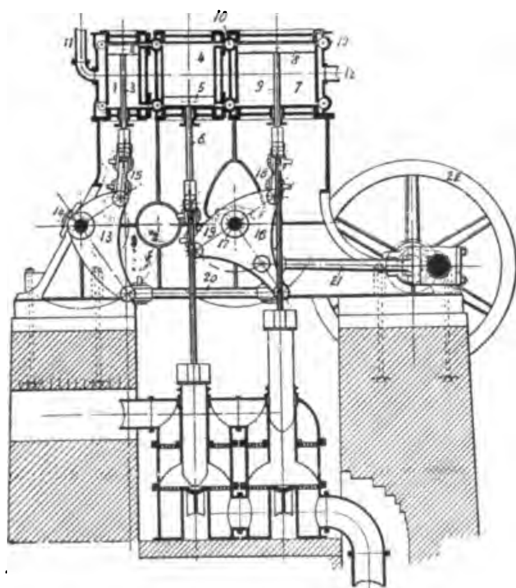


Fig. 256.

Les pistons 2 et 8 des cylindres à haute et basse pression se déplacent ensemble; le piston 5 du cylindre intermédiaire se meut en sens inverse; de la sorte, la vapeur passe directement d'un cylindre dans le suivant; la distribution est assurée par des soupapes genre Corliss. Un balancier triangulaire 16, oscillant autour de l'axe 17, met en connexion les tiges des pistons 5 et 8, lesquelles sont reliées également aux deux plongeurs des pompes.

Le balancier en renvoi de sonnette 13 oscille autour d'un axe 14, et met en relation la tige 3 du piston 2 avec les tiges des deux autres, par l'intermédiaire de la

bielle d'accouplement 20, qui réunit les deux balanciers. Enfin le volant est mû par une manivelle et une bielle articulée en un point du balancier 16.

Les deux pompes sont à simple effet, à pistons plongeurs, et fonctionnent sur une aspiration et un refoulement communs ; les boîtes à soupapes sont disposées comme dans les pompes de Kalamazoo et contiennent un grand nombre de petites soupapes à simple battement. Du reste, M. Gaskill n'a fait breveter que la disposition très ramassée des machines à vapeur et se propose de la combiner, suivant les circonstances, avec tel ou tel groupement et tel ou tel modèle de pompes.

Pompes de Waltham Abbey. — Cette machine, analogue (*fig.* 257) aux machines marines et construite par MM. Richardson et fils, de Hartlepool, pour la Compagnie des eaux d' « East London », est du type pilon à triple expansion.

Les cylindres ont respectivement $0^m,455$, $0^m,775$ et $1^m,300$ de diamètre; la course commune est de $0^m,763$; la vapeur est admise à la pression de $11^{kg},2$.

Le cylindre à haute pression est muni d'une détente Meyer, commandée par un excentrique spécial, pendant que les tiroirs des deux autres cylindres sont actionnés par un excentrique unique. Les trois cylindres sont complètement enveloppés de vapeur.

Le condenseur à surface maintient facilement un vide de $0^m,711$, lorsque la pression atmosphérique est de $0^m,763$.

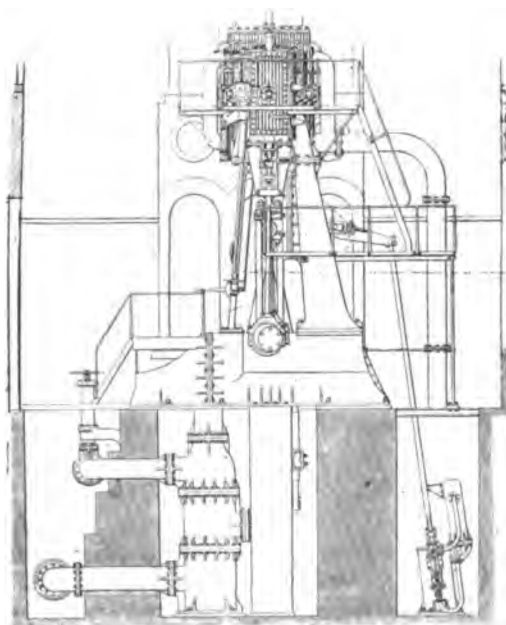


Fig. 257.

Les pompes sont placées sous les cylindres, et leurs plongeurs sont reliés par deux bielles aux tiges des pistons. Ces plongeurs ont un diamètre de $0^m,300$; mais on pourrait leur en substituer d'autres de $0^m,325$ de diamètre, afin d'augmenter le débit des pompes. Les boîtes à soupapes contiennent chacune 136 clapets de $0^m,05$ de diamètre.

Les essais faits par M. Bryan, et communiqués à l'Institut des Civil Engineers, accusent une puissance indiquée de 160 chevaux, une dépense de $6^{kg},2$ de vapeur par cheval indiqué et un rendement organique de 88 0/0. Cela correspondrait à un rendement de 380.000 kilogrammètres par kilogramme de charbon, en admettant une vaporisation de 10 kilogrammes de vapeur par kilogramme de charbon.

Pompes Dubuc, de Saigon. — Ces pompes ont été construites avec la préoccupation de pouvoir augmenter la vitesse des organes sans inconvénient, et tout en conservant un mouvement uniforme pour l'eau.

La distribution d'eau de Saïgon comporte trois machines identiques à celle qui est représentée (*fig.* 258), et que nous allons décrire.

Le moteur à vapeur est compound avec des cylindres horizontaux ayant $0^m,290$ et $0^m,420$ de diamètre, et une course de piston de $0^m,500$; les pistons attaquent par bielles et manivelles un arbre commun portant le volant (diamètre : $3^m,50$) et muni à ses deux extrémités de plateaux-manivelles, actionnant l'un la pompe du condenseur, l'autre la pompe aspirante élévatoire.

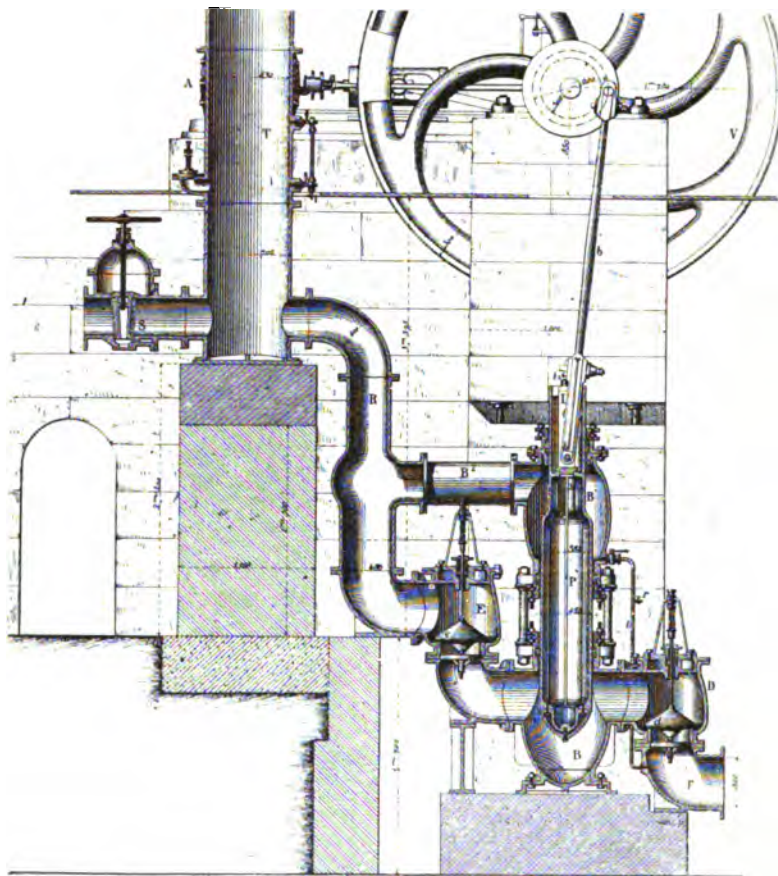


Fig. 258.

La pompe comporte un plongeur à deux diamètres inégaux qui lui permet de fonctionner à double effet avec seulement un clapet à l'aspiration et un au refoulement. Le plongeur P est creux et renforcé par quatre nervures intérieures ; il a pour diamètres $0^m,310$ et $0^m,420$, et une course de $0^m,600$; l'extrémité inférieure du plongeur a une forme mi-ovoïde, et est fixée au corps principal par des boulons.

Le plongeur se meut dans un corps de pompe formé de deux chambres ovoïdes réunies par une partie cylindrique ; la chambre inférieure B est en communication avec les deux chapelles d'aspiration et de refoulement ; la chambre supérieure est en communication directe avec le refoulement.

Lorsque le piston monte, il aspire par F et le clapet *d* ; lorsqu'il descend, il

refoule par le clapet *e* et R ; le double diamètre du plongeur a pour but de régulariser le débit : à cet effet, il est calculé de telle manière qu'à la descente du plongeur le petit diamètre aspire, dans R, une moitié environ de l'eau refoulée par *e*; à la montée, cette eau est refoulée dans R, ce qui permet d'espérer un débit régulier.

La machine fait 40 tours par minute; elle comporte un fort réservoir d'air T de $0^m,700$ de diamètre et $5^m,20$ de hauteur. La grande vitesse de l'eau oblige à munir les soupapes de ressorts, ce qui augmente les résistances passives; il y a lieu de se demander, en outre, si le débit est aussi régulier qu'on peut le désirer.

Pompes Reynolds, d'Alleghany. — Ces pompes, installées en Pensylvanie, à Alleghany, sont dues à M. Ed. Reynolds et ont été construites par MM. Allis and C°, de Milwaukee.

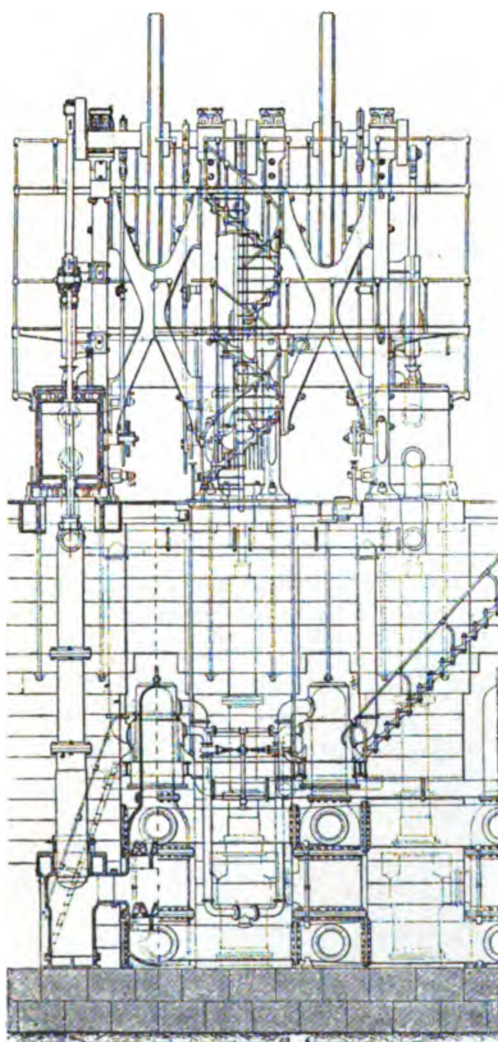


Fig. 259.

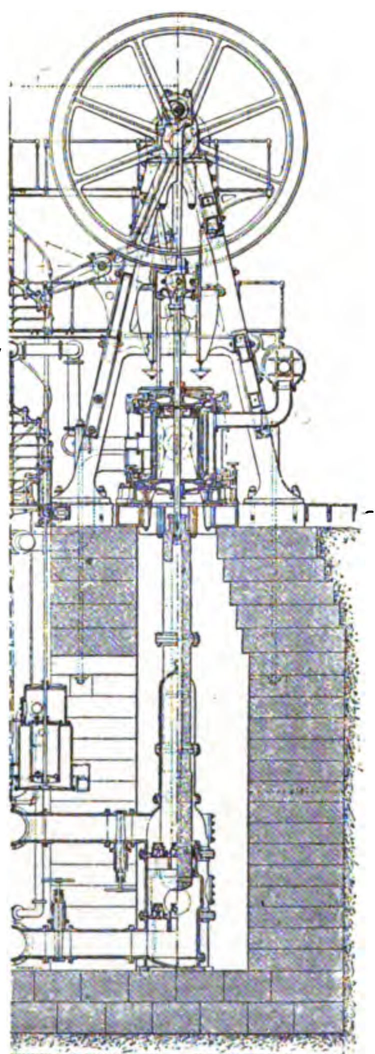


Fig. 260.

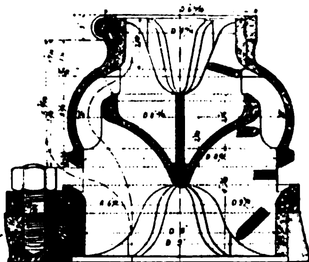
Ce sont (*fig.* 239 et 260) deux machines élévatoires verticales, compound, à

trois cylindres chacune. Le cylindre à haute pression est au milieu des deux autres; il effectue son échappement dans un réservoir intermédiaire qui alimente les deux cylindres à basse pression. Chacun des trois cylindres actionne une manivelle, et les trois manivelles sont calées à 120° sur un même arbre, qui porte les deux volants.

Les dimensions principales sont les suivantes :

Diamètre du cylindre à haute pression	0m,784
— des deux cylindres à basse pression	1 ,088
Course commune des trois pistons.	0 ,915
Diamètre de l'arbre	0 ,305
— des deux volants.	4 ,880
Poids de chaque volant	9.000 kilogs
Espace mort moyen du cylindre à haute pression	4,8 p. 100
— des cylindres à basse —	5,1 p. 100
Volume de chaque cylindre à basse pression rapporté au volume du cylindre à haute pression	1^{m3},954

La distribution est du genre Corliss; l'introduction dans le cylindre à haute pression est réglée par un régulateur à force centrifuge; elle l'est à la main pour les deux cylindres à basse pression.



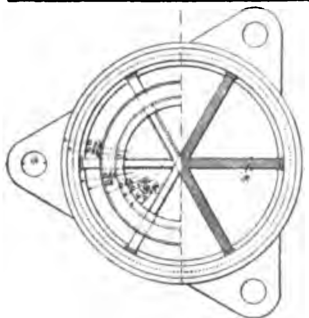


Fig. 261 et 262.

Les cylindres sont soigneusement mis à l'abri du refroidissement et possèdent, ainsi que le réservoir intermédiaire, des enveloppes de vapeur très complètes; la vapeur est admise dans le premier cylindre à une pression de 7^{kg},5 environ.

Les tiges des pistons sont guidées par leur tête dans des glissières fixées au bâti général; elles se prolongent verticalement pour commander les plongeurs des trois pompes à simple effet placées directement en dessous des cylindres. Les plongeurs sont massifs, et on les a calculés de façon que leur poids et celui du mécanisme soient sensiblement moitié de celui de l'eau élevée; dans ces conditions, le travail du piston à vapeur se trouve parfaitement régularisé. Les soupapes sont représentées à plus grande échelle en figure 261. Les dimensions des pompes sont les suivantes :

Diamètre des tuyaux d'aspiration.	0m,759
Longueur	9 ,150
Diamètre de tuyau de refoulement	0m,759 et 0m,915
Longueur	205 mètres
Diamètre des plongeurs de pompes	0m,623
Course.	0 ,915

Des vannes sont disposées de manière à isoler, si on le désire, une des pompes des canalisations d'aspiration ou de refoulement.

Chacune des machines devait, par contrat, donner 9.500 mètres cubes d'eau à l'heure, sous une charge de 67 mètres, avec une consommation de $0^{kg},933$ de combustible par cheval-heure effectif en eau montée.

Les essais faits, en août 1885, par le professeur Greene, de l'Institut polytechnique de Reusselaer, ont donné les résultats ci-après :

Le débit réel des pompes est, à moins de 3 0/0 près, égal à leur débit théorique ;

La perte de charge au passage des clapets a été évaluée à $0^{m},61$;

La charge comprend dès lors la pression au manomètre des réservoirs, la hauteur d'aspiration et la charge ci-dessus, de $0^{m},61$.

Pour l'eau d'alimentation, on n'a pas tenu compte de l'eau entraînée par la vapeur.

Nombre de tours moyen par minute.	15,4
Charge sur les pompes (en mètres d'eau)	$70^{m},60$
Pression de la vapeur à l'entrée du cylindre de haute pression.	$7^{kg},67$
— — au réservoir intermédiaire	1 ,69
Vide au condenseur	$0^{m},636$
Puissance en chevaux effectifs.	258
Température de l'eau d'alimentation	42°
Eau d'alimentation par cheval-heure	$8^{kg},41$
Charbon consommé par cheval-heure en admettant une vaporisation de 10 pour 1 de combustible	0 ,84
Effet utile, en kgm., d'un kilog. de charbon	321.400

Le professeur Greene estime à 10 0/0 environ l'effet utile des enveloppes de vapeur.

Pompe J. Croxall Brooks. — M. Brooks, de Philadelphie, a fait breveter un système de pompe permettant d'augmenter très notablement la vitesse de la machine. A cet effet, l'ouverture et la fermeture des soupapes, tant d'aspiration que de refoulement, sont déterminées par un mécanisme spécial actionné par la machine et, de plus, les soupapes elles-mêmes sont construites de manière à réduire autant que possible l'influence perturbatrice des obstructions qui se peuvent produire entre les soupapes et leurs sièges.

La figure 263 est une élévation latérale montrant le mécanisme, que la figure 264 représente plus clairement encore en perspective.

F est la bielle établissant la liaison entre la manivelle E et la tige du piston.

G est un levier articulé en un point fixe G′ du bâti de la machine et, d'autre part, autour d'une goupille f de la bielle F.

G^4 est un axe porté par le bâti de la machine et muni de deux bras G^5 et G^6 ; il est mû par le jeu de leviers G^3, G^2 : le premier étant relié à G^4, le second à G.

Enfin, les bras G^5 et G^6 portent des goupilles qui peuvent se déplacer dans les rainures H^1 et H^2 des deux coulisseaux H, qui supportent les tiges motrices I des valves de la pompe.

On voit qu'ainsi le mouvement de rotation de l'arbre D, entraînant le mouve-

ment de la bielle F, déterminera rigoureusement, par l'intermédiaire du mécanisme ci-dessus, le déplacement des tiges I, reliées aux valves d'aspiration et de refoulement.

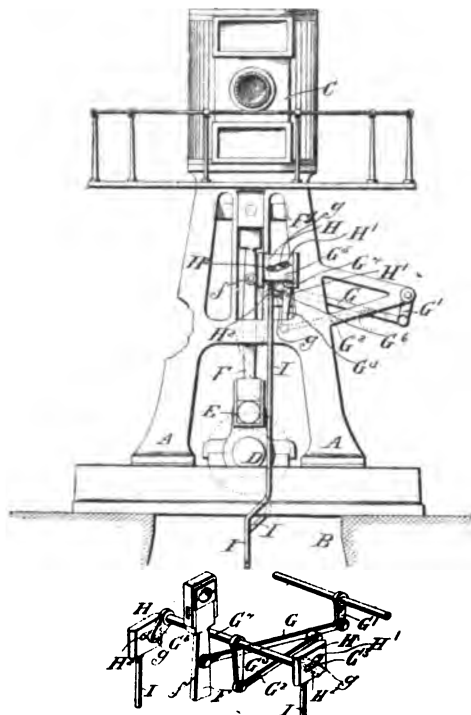


Fig. 263 et 264.

Les valves sont des tiroirs à grilles disposés — à l'aspiration comme au refoulement — de manière que leur cadre se meuve sur sa glace du côté de leur levée. La figure 267 montre cette disposition, J^1 et J^5 étant respectivement les grilles d'aspiration et de refoulement. La levée des tiroirs est limitée par des supports de garde M.

La connexion des mouvements est établie de telle manière que le plongeur N' soit en mouvement un peu avant l'ouverture des valves. Voici alors ce qui se passe dans la chambre supérieure J, par exemple. Le tiroir d'arrivée est graduellement aspiré et vient s'appuyer contre les supports M; l'eau passe alors par sa levée, puis, le tiroir se mettant en mouvement, les orifiçes sont peu à peu découverts, si bien que les orifices sont grands ouverts au moment où le plongeur se meut avec la plus grande rapidité. Lorsque son mouvement se ralentit, les orifices se recouvrent peu à peu et les tiroirs ne fonctionnent plus que comme des clapets.

Il en est de même au moment où le plongeur remonte pour le fonctionnement du refoulement.

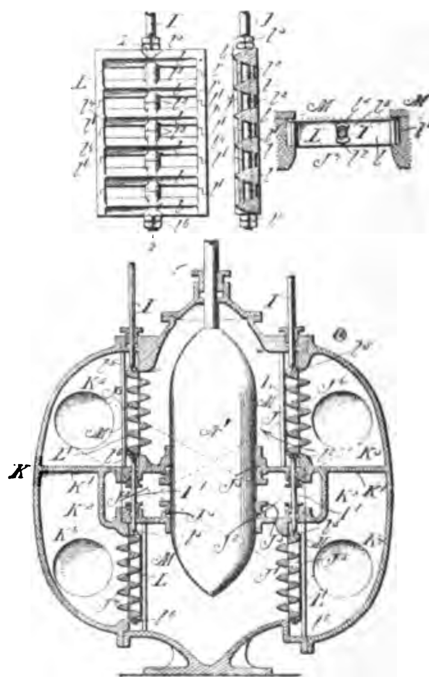


Fig. 265, 266 et 267.

En résumé, les valves fonctionnent, au début et à la fin de la course, comme des soupapes à clapets et, dans l'intervalle, comme des tiroirs. La résistance au mouvement des tiroirs est très faible, puisque, lorsqu'ils se déplacent, ils sont toujours soulevés de leurs sièges : les frottements se réduisent alors à ceux qui se produisent sur les supports d'arrière, avec lesquels, d'ailleurs, les surfaces en contact peuvent être réduites autant que l'on veut.

Pour pallier les inconvénients dus aux obstructions permanentes ou temporaires entre les soupapes et leur siège, on a construit ces valves d'une série de pièces l, l, l... (*fig.* 265), disposées de manière à se déplacer simultanément avec leur cadre, mais à pouvoir aussi se mouvoir individuellement vers ou hors leur siège. A cet effet, toutes les pièces l sont percées d'un œil l^3, par lequel passe la tige motrice I, dont le diamètre est inférieur à celui de l^3 : la pièce l est maintenue par des contre-écrous, ce qui fixe son mouvement longitudinal sous l'action de I, et non pas son mouvement transversal sous l'action de l'eau.

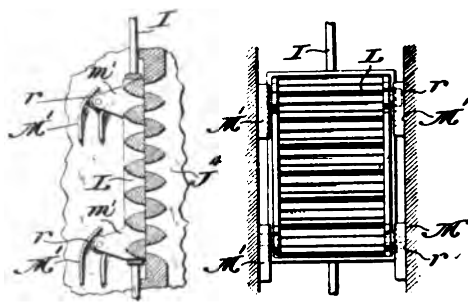


Fig. 268 et 269.

Pour éviter que les valves ne viennent frapper fortement leurs sièges ou les supports, dans le cas de grandes vitesses et de fortes pressions d'eau, et pour régler mieux encore l'élévation et l'abaissement des valves, l'inventeur a disposé les supports de manière que non seulement ils limitent l'écartement des soupapes, mais encore qu'ils déterminent effectivement l'élévation ou l'abaissement de celles-ci. Dans les figures 268 et 269, les supports sont des rainures M', commandant par les galets r la levée des valves L, m, m' dans leurs cadres et sur leurs sièges J^4.

Enfin, comme disposition générale, les pompes sont à double effet; les tiges I commandent à la fois l'aspiration d'un côté et le refoulement de l'autre; les chambres K^3 et K^6 (*fig.* 267) sont réunies sur une aspiration unique, et de même les chambres K^1 et K^5, pour le refoulement.

Pompes de Leicester. — Ces pompes, qui assurent la distribution d'eau de Leicester, ont été construites à Erith par MM. Easton, Anderson et Goolden. La machine est (*fig.* 270) à triple expansion, avec détente Meyer à chaque cylindre, modifiable à la main, de manière que le degré de détente soit le même pour les courses avant et arrière. Les cylindres sont, de plus, munis d'enveloppes de vapeur.

Les pompes sont à piston plongeur; elles sont placées exactement en dessous des cylindres à vapeur, et mues directement par les tiges de leurs pistons, celui de haute pression marchant en sens opposé des deux autres. Les pompes sont à simple effet et fonctionnent sur une aspiration et un refoulement communs. Les soupapes annulaires sont, ainsi que leurs sièges, en bronze à canon.

Les dimensions principales sont les suivantes :

Diamètres, cylindre à haute pression.	0^m,425
— — intermédiaire.	0 ,675
— — à basse pression	1 ,100
Course commune des pistons.	0 ,900
Pression de la vapeur	9^{kg},400
Diamètre des pistons plongeurs	0^m,312

La machine fait 25 tours par minute, et la puissance indiquée est d'environ 150 chevaux; l'eau est refoulée à une hauteur maxima de 115 mètres.

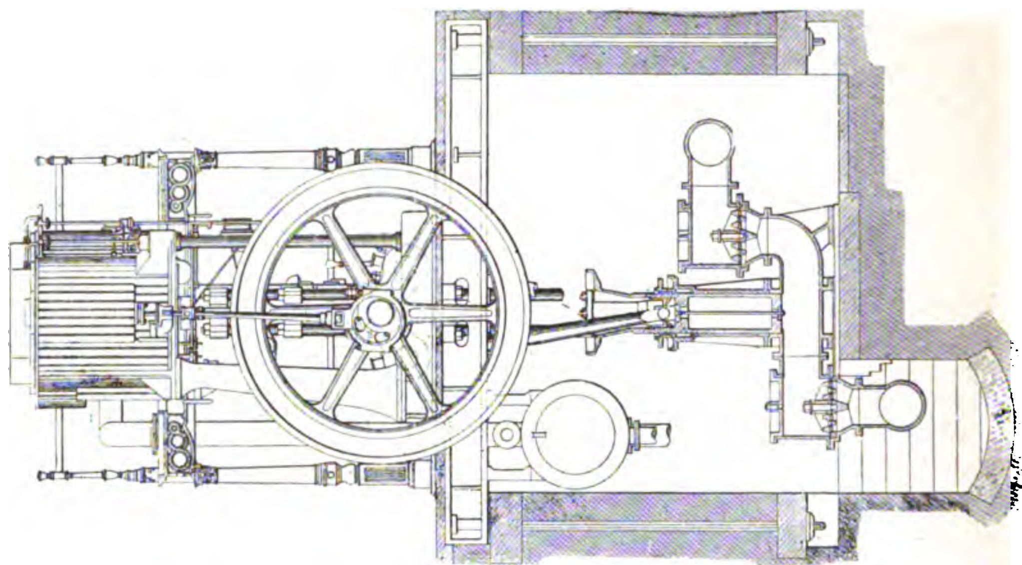


Fig. 271.

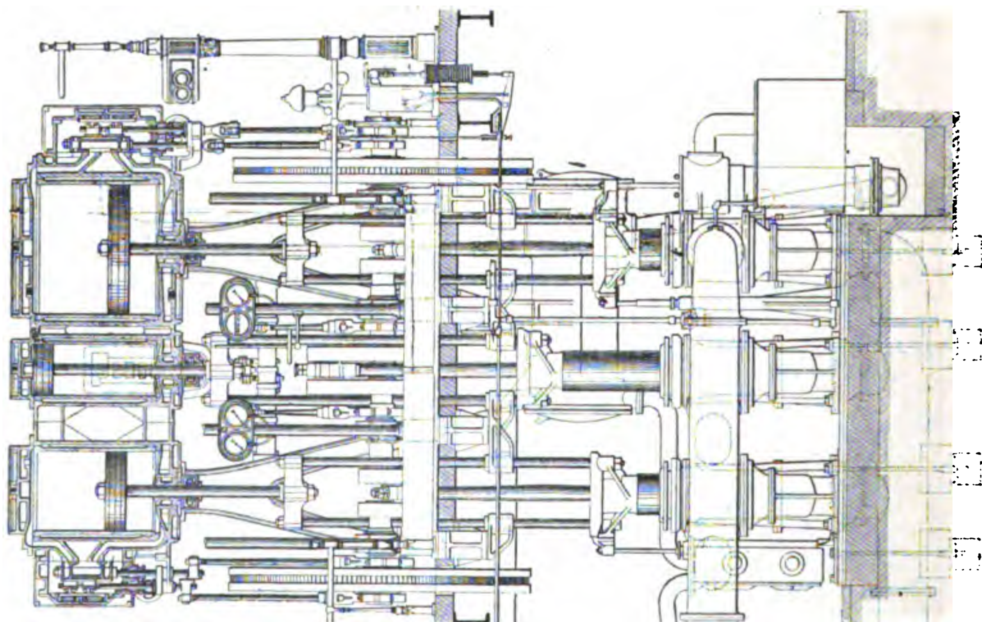
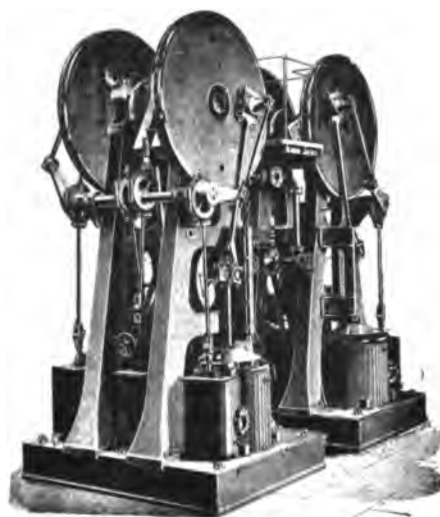


Fig. 270.

Pompes de Colchester. — La distribution d'eau de Colchester est assurée au moyen de deux machines compound verticales, construites comme les précédentes par MM. Easton, Anderson et Goolden, d'Erith (*fig.* 272).

Ces machines, placées directement sur le puits, peuvent élever à 75 mètres de hauteur 310 à 320 mètres cubes d'eau par heure. Elles comportent un cylindre à haute pression de $0^m,350$ de diamètre et deux cylindres à basse pression ayant cha-

cun $0^m,500$ de diamètre. La course commune des pistons des 3 cylindres est de $0^m,912$. L'arbre principal est placé au-dessus des machines et porte deux volants.


Fig. 272.

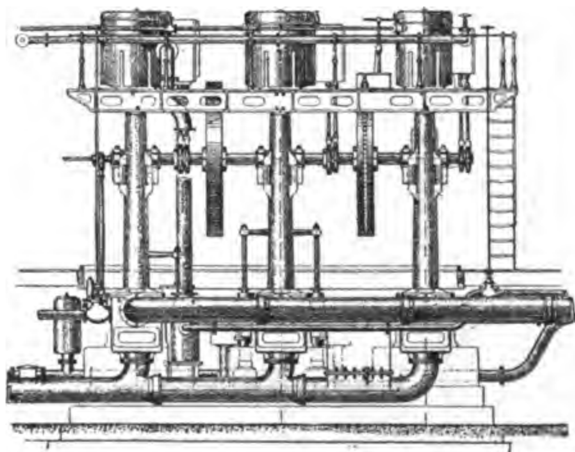
Les pompes sont à piston plongeur et leurs tiges sont directement accouplées à celles des pistons à vapeur; les corps de pompe ont $0^m,288$ de diamètre et les plongeurs $0^m,26$; la course est naturellement de $0^m,912$.

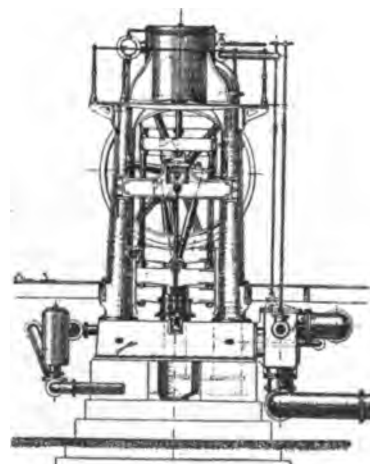
Chaque machine est munie d'une pompe à air de $0^m,225$ de diamètre et de $0^m,912$ de course et d'un condenseur à surface de $22^{m2},95$; la vapeur d'échappement passe dans les tubes, et l'on peut modifier aisément la circulation de l'eau.

Des essais faits, huit heures durant, sous le contrôle des autorités de Colchester, ont donné les résultats suivants:

Vitesse moyenne de la machine, tours par minute .	31 1/2
Pression moyenne dans la chaudière	$9^{kg},4$
Vide moyen.	$0^m,650$
Hauteur totale d'élévation de l'eau.	70 mètres
Pression moyenne dans le cylindre de haute pression	$8^{kg},5$
Rendement organique	85 p. 100
Eau vaporisée par kilog. de charbon	$12^{kg},13$
Effet utile, en kgm., d'un kilog. de charbon. . . .	285.000 kgm.

Pompes de Hereford. — Ces pompes ont été construites par Mackensie, de Stokton-on-Tess.


Fig. 273.


Fig. 274.

La machine à vapeur (*fig.* 273 et 274) est à triple expansion avec trois cylindres

placés verticalement sur une même plate-forme et ayant des diamètres de 0m,340, 0m,540 et 0m,915 avec une course commune de 0m,760. Les cylindres sont munis de chemises de vapeur; un réchauffeur est placé entre les cylindres de moyenne et basse pression.

Il y a trois pompes à simple effet placées respectivement sous chacun des trois cylindres à vapeur et mues directement par les tiges de leurs pistons; ces pompes ont 0m,406 de diamètre, avec, naturellement, une course de 0m,760; elles refoulent l'eau dans un réservoir situé à 33 mètres plus haut, d'où elle coule, en se filtrant, dans un autre réservoir situé à 6 mètres en dessous. Une quatrième pompe, à double effet, vient prendre une partie de cette eau et la refoule dans un réservoir de charge situé à 54 mètres au-dessus du niveau des machines; cette pompe, qui a 0m,140 de diamètre et 0m,760 de coupe, est actionnée par la crosse du piston intermédiaire.

Les plongeurs des pompes sont en bronze; les stuffing box sont en métal antifriction et peuvent faire deux ans de service; les poids des plongeurs et du mécanisme sont calculés de façon à régulariser le travail à l'aspiration et au refoulement.

Chaque corps de pompe possède six soupapes d'aspiration et six de refoulement; les premières ont 0m,150 de diamètre, les secondes 0m,168.

Pompes de Cleveland. — La distribution d'eau de Cleveland est assurée au moyen de pompes à piston plongeur, mises en mouvement par une machine à vapeur américaine à triple expansion (*fig.* 275 et 276). Les cylindres à vapeur ont 0m,860, 1m,570 et 2m,340 de diamètre avec une course de 1m,63.

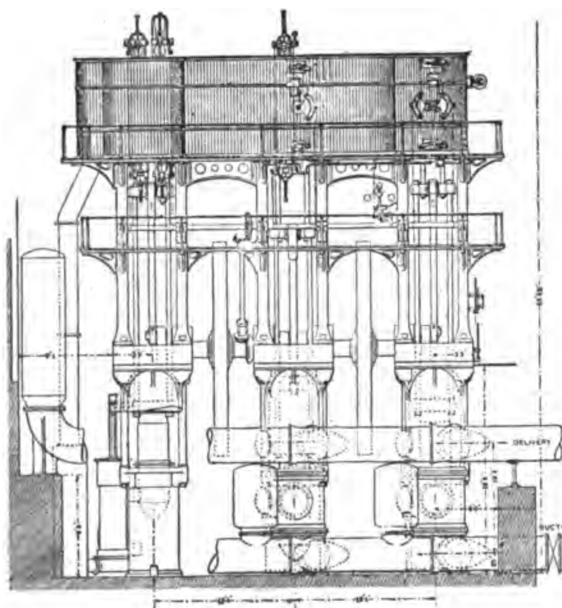
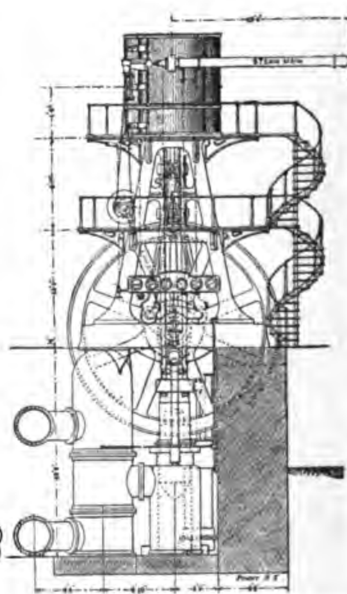


Fig. 275.


Fig. 276.

Les cylindres sont soigneusement munis d'enveloppe de vapeur; la distribution est du type à soupape Stevens pour le cylindre à basse pression et pour l'échappe-

ment du cylindre intermédiaire ; elle est du type Reynold, Allis pour le cylindre à haute pression et pour l'admission du suivant [1].

Les pompes sont placées sous les cylindres ; leurs plongeurs sont dans le prolongement des tiges de pistons et reliés à ceux-ci par deux tiges et un étrier. Ces pompes sont à simple effet avec, en tout, 1.570 clapets de $0^{m},09$ de diamètre.

Les essais faits sur ces machines ont donné, avec une vitesse de 18,7 tours par minute, une puissance indiquée de 770 chevaux et une puissance en eau montée de 722 chevaux, soit un rendement organique voisin de 94 0/0. On consommait $5^{kg},2$ de vapeur sèche par cheval indiqué, et l'on pompait 90.870 mètres cubes d'eau sous 66 mètres de charge en vingt-quatre heures.

Pompes de Milwaukee. — Comme les pompes d'Alleghany, ces pompes ont été construites par la maison Allis sur les plans de MM. J. et L. Reynolds. La machine à vapeur (*fig.* 277) est à triple expansion avec deux réservoirs intermédiaires ; les trois pistons attaquent au moyen de manivelles à 120° un arbre unique portant deux volants.

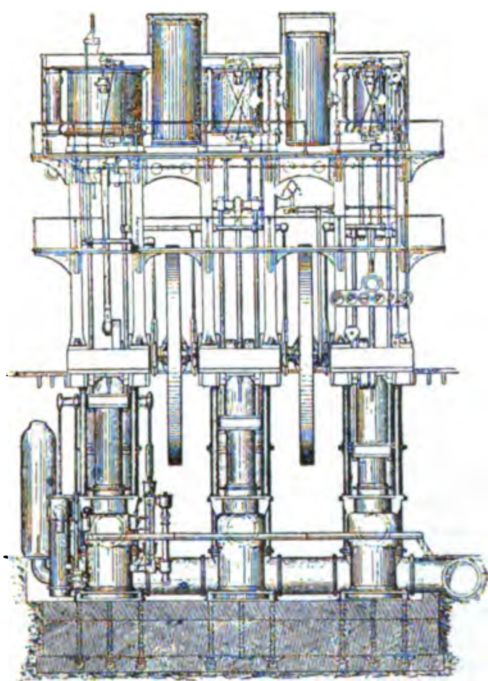


Fig. 277.

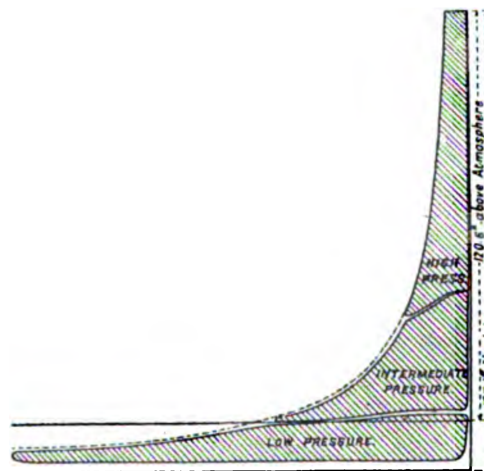


Fig. 278.

Les pompes sont à double effet, à pistons plongeurs pleins, analogues au type précédemment décrit ; elles devaient, d'après le contrat, refouler en vingt-quatre heures 31.800 mètres cubes d'eau à $48^{m},20$, avec une dépense de 7 kilogrammes de vapeur par cheval effectif.

(1) Voir G. Richard, *la Mécanique générale à l'Exposition de Chicago.*

Les caractéristiques de ces pompes sont les suivantes :

Diamètres des cylindres	$0^m,710$	$1^m,220$	$1^m,870$
Puissances indiquées en chevaux	175	170	229
Espaces nuisibles	1,4 0/0	1,5 0/0	0,77 0/0
Nombre de tours par minute	20		
Vitesse du piston par seconde	$1^m,00$		
Volumes des 2 réservoirs intermédiaires	$2^{m3},830$	$5^{m3},100$	
Diamètre des trois pompes	$0^m,813$		
Diamètre de la pompe à air	0 ,510		

MM. Leawitt et Thurston ont fait sur cette machine de très intéressants essais dont voici les principaux résultats :

Eau vaporisée par kilogramme de combustible	$10^{kg},88$
— — mètre carré de surface de chauffe	8 ,30
— — mètre carré de surface de grille	357 ,00
Rendement de la vaporisation (rapport entre la chaleur absorbée par la vapeur et celle qui est dégagée par le combustible)	73,45 0/0
Pression des vapeurs à l'admission (absolue)	$9^{kg},5$
Pression finale	0 ,371
Contre-pression au grand cylindre	0 ,110
Vide au condenseur	0 ,090
Détente totale	20
Vapeur dépensée par cheval indiqué	$5^{kg},29$
— — effectif	5 ,80
Charbon dépensé par cheval indiqué	0 ,500
— — effectif	0 ,620
Kilogrammètres par kg. de combustible (Duty)	429.110 kgm.

Ce sont là des résultats excellents ; le diagramme de la figure 278 complète les renseignements ci-dessus. Dans sa *Mécanique générale*, M. Richard attribue ces rendements élevés à un bon équilibrage de la machine, à la diminution des frottements par de larges glissières, à l'emploi de vapeur très sèche (1 0/0 d'humidité), enfin à l'emploi d'une grande détente et d'enveloppes de vapeur très complètes aux cylindres et aux réservoirs.

Pompe Ezra E. Clarke. — M. Ezra E. Clark, de Northampton (Massachusetts), a fait breveter, le 2 janvier 1894, une pompe dont voici les principaux caractères :

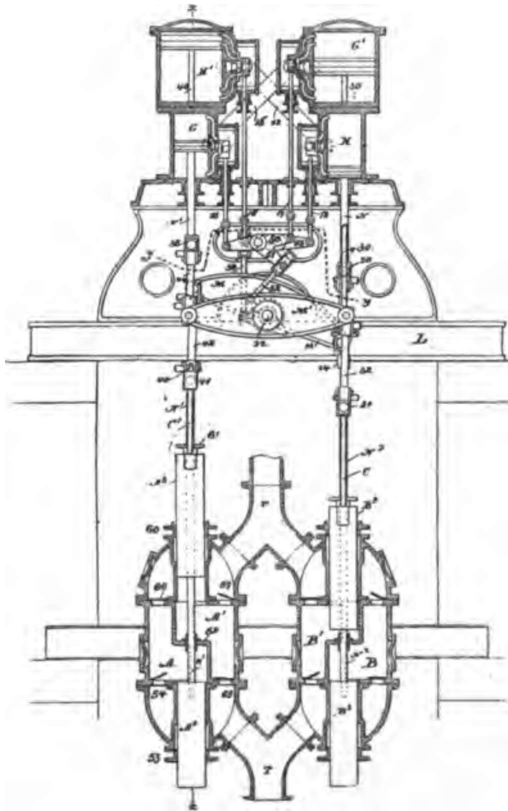
Deux paires de cylindres compound en tandem actionnent chacune une pompe à double effet située sur la même verticale.

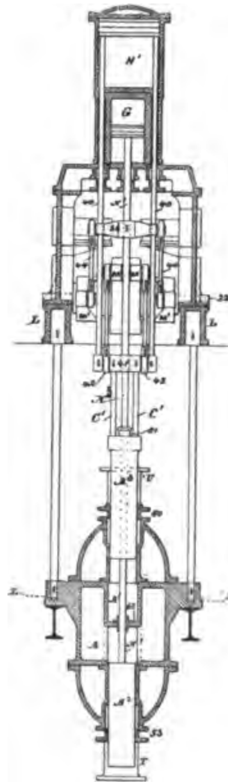
Mais les plongeurs des pompes sont dédoublés, chacun d'eux étant actionné directement par le piston d'un des deux cylindres supérieurs.

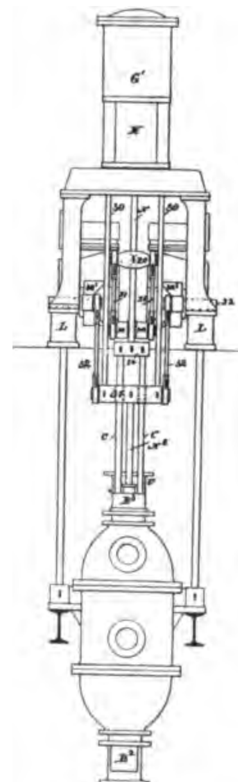
La préoccupation dominante de l'inventeur a été de multiplier les liaisons entre les diverses parties de la machine, de façon à les équilibrer aussi complètement que possible et à régulariser la marche en faisant dépendre le mouvement d'un organe quelconque du mouvement même des autres.

Les figures 279 à 281 permettent de se rendre facilement compte de la disposition adoptée.

H et G sont les cylindres à haute pression;
H′ et G′ sont les cylindres à basse pression;
12 et 13, tuyaux diagonaux faisant passer la vapeur d'échappement de H et G respectivement dans les boîtes d'admission H′ et G′.


Fig. 279.


Fig. 280.


Fig. 281.

Le piston de H est relié par la tige N, la traverse 20 et les bielles 21 au balancier M d'axe 22; en même temps, il actionne par l'intermédiaire de la traverse 24 et des bielles C le plongeur B^3.

Le piston de G′ est relié par les tiges 30, la traverse 31 et les bielles 32 au balancier M′ ayant aussi pour axe 22; en même temps, il actionne, grâce à la tige N^2 qui traverse B^3, le plongeur B^2.

Par des jonctions analogues, le piston de G est relié au balancier M′ et actionne le plongeur A^2; le piston de H′ est relié au balancier M et actionne le plongeur A^3.

On voit qu'ainsi les pistons de G et G′ auront, grâce au balancier M′, des mouvements en sens inverse bien correspondants et qu'il en sera de même, grâce au balancier M, des mouvements des pistons de H et de H′.

La régularité et la concordance des déplacements des plongeurs A_2, A_3, B_2 et B_3 en résultent nécessairement.

Reste à étudier la distribution de vapeur :

Chaque cylindre a sa distribution propre; par exemple, les tiges 15 et 17 commandant la distribution de G et de G′ sont reliées aux deux extrémités d'un levier 50, dont l'axe est mû, grâce à deux pièces 51 et 52, par le balancier M.

On voit donc que la distribution des cylindres G et G′ est commandée par M, lequel reçoit son mouvement des pistons de H et H′ et *vice versa*.

Cette connexion de tous les organes, la régularité qui en est théoriquement le but et la justification, ne vont pas sans une assez grande complication et sans une multiplication des articulations et des presse-étoupes, qui peuvent faire craindre des difficultés pratiques assez sérieuses.

Pompe de Weston-s.-Mare. — Les pompes de distribution d'eau décrites ci-après ont été construites par MM. Hathorn, Davey and C°. Elles offrent quelques particularités intéressantes :

Tout d'abord, on a conservé le principe des machines différentielles Davey; mais, au lieu de charger les plongeurs, on a compté sur l'inertie des pistons eux-mêmes. A cet effet (*fig.* 282), on a disposé les cylindres à haute et basse pression *c* et *d* sur un bâti diagonal, et leur accouplement est obtenu par une paire de disques montés sur un arbre oscillant (*fig.* 283 et 284). Aux pivots d'attache des tiges des pistons sont fixées les tiges des pompes, et la transmission de l'effort se fait sous un angle assez aigu et sans autres intermédiaires. Le schéma montre de plus les deux pompes A et B et leurs guides à fourreau *e*, *e*. Dans cette machine, on a encore conservé en partie le principe de l'inertie d'un poids lourd; mais ici on l'a appliqué dans les disques qui accouplent les machines et les pompes.

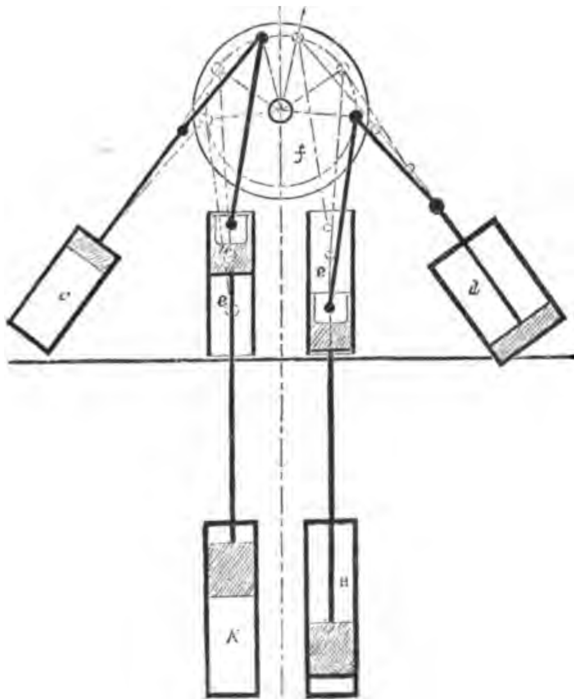


Fig. 282.

La distribution est assurée par des tiroirs; chaque cylindre a sa distribution propre, et le système Davey y est appliqué. La figure 283 met bien en vue cette distribution : les deux tiroirs superposés sont reliés l'un au disque oscillant (c'est-à-dire qu'il participe au mouvement de la machine même), l'autre à une cataracte suivant les dispositions connues.

Les cylindres ont $0^m,400$ et $0^m,700$ de diamètre avec une course de $0^m,900$.

Leurs volumes sont dans le rapport de 1 à 3 avec un réservoir intermédiaire. Les pompes ont 0m,385 de diamètre et 0m,725 de course.

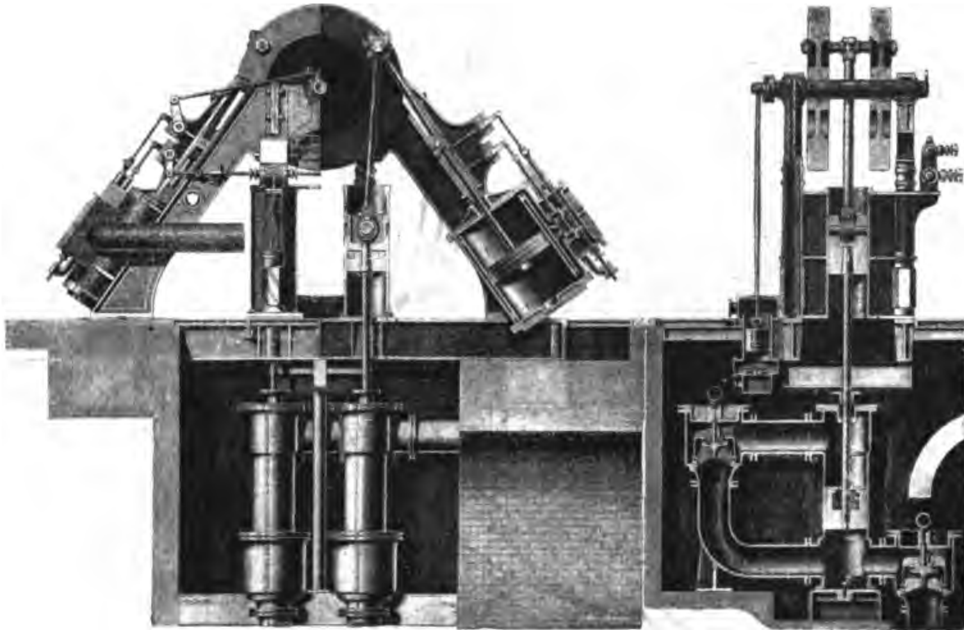


Fig. 283. Fig. 284.

Pompe verticale de Smitwick. — Cette machine (*fig.* 285 à 287) se compose de trois pompes à simple effet absolument semblables et calées à 120° sur un arbre coudé placé au-dessus d'elles. Les cylindres sont contenus dans une boîte en fonte A, dont le couvercle porte deux supports D qui constituent le bâti. Chacun de ces supports est muni d'un bossage sur lequel est fixée une chaise K servant à supporter l'arbre *k* commandé par la poulie *k'* et transmettant le mouvement à la pompe par le pignon denté *k''*. La caisse A est partagée en trois parties par deux cloisons horizontales L et L'. L'aspiration B communique avec la partie inférieure et l'évacuation B' avec la partie supérieure.

Le détail intéressant de cette machine est la manière dont est fixé le fond inférieur O de chaque cylindre, qui est en même temps le siège de clapets d'aspiration. Il a la forme d'une cuvette dont le rebord élargi contient une rainure circulaire *j* dans laquelle vient s'emboîter le corps de pompe, et il se continue à la partie inférieure par une couronne cylindrique filetée N'', sur laquelle se visse un écrou N claveté dans un volant N' reposant sur une semelle M.

Au moment du montage, on place dans la rainure *j* la substance dont on veut se servir pour faire le joint, et, par la manœuvre du volant, on serre le fond O contre le cylindre *a'*. Afin d'éviter le déplacement de la semelle M, le fond de la boîte est muni d'ergots *m*.

Les soupapes n'ont rien de particulier; elles sont maintenues sur leur siège de la façon ordinaire par des ressorts. Celles de refoulement sont placées sur le piston

lui-même et en nombre égal à celles d'aspiration. On en met ordinairement 8 ; mais on n'en a représenté que 4 pour la clarté de la figure.

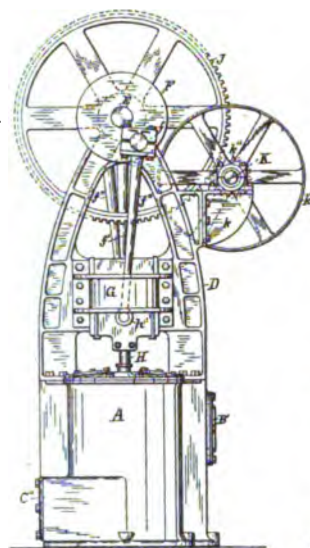


Fig. 285.

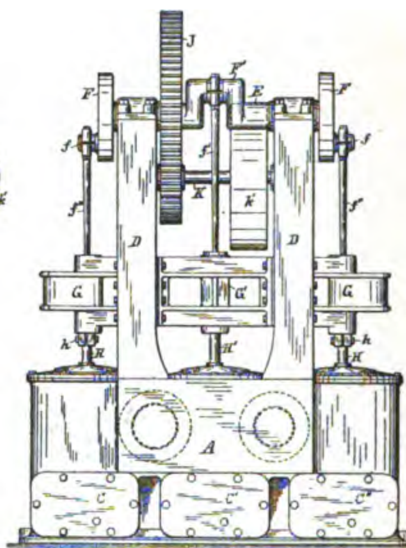


Fig. 286.

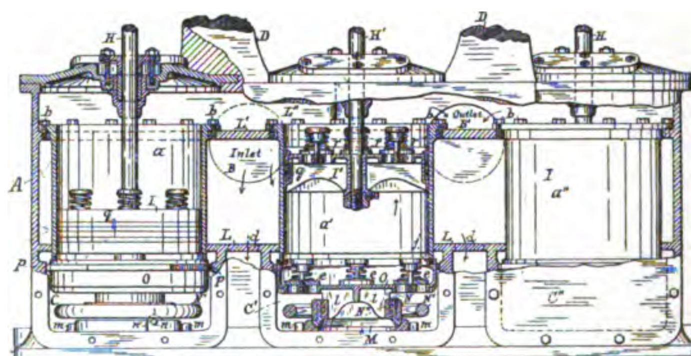


Fig. 287.

Le fonctionnement de cette pompe est celui d'une pompe aspirante et foulante ; elle est employée dans les fabriques de papier pour le mouillage de la pâte.

Pompe de Boston. — Cette machine (*fig.* 288) a été installée, en 1895, à la station élévatoire de Boston. Elle se compose de 3 pompes à double effet commandées par une machine verticale à triple expansion, dont les cylindres ont respectivement pour diamètres 349, 620 et 990 millimètres et pour longueur commune $1^{m},828$. Ils sont supportés par un bâti formé de colonnes verticales avec contreforts obliques. Tous trois sont entourés d'enveloppes distinctes dans lesquelles circule de la vapeur spécialement réchauffée et à une pression de 13 atmosphères pour le petit et le moyen cylindre, et de 7 atmosphères pour le grand. L'eau de condensation des deux pre-

mières enveloppes retourne à la chaudière; celle de la troisième est envoyée au réservoir d'eau d'alimentation.

La distribution est opérée par tiroirs à gril commandés par cames; celle du cylindre à haute pression est seule à détente variable.

Le mouvement des bielles est transmis directement à des plateaux évidés tournant autour d'un point fixe et articulés au moyen de bielles : 1° à l'arbre de couche qui porte le volant; 2° à la tige de chaque plongeur; 3° à un arbre intermédiaire sur lequel est pris le mouvement des soupapes des pompes et celui de la pompe à air du condenseur.

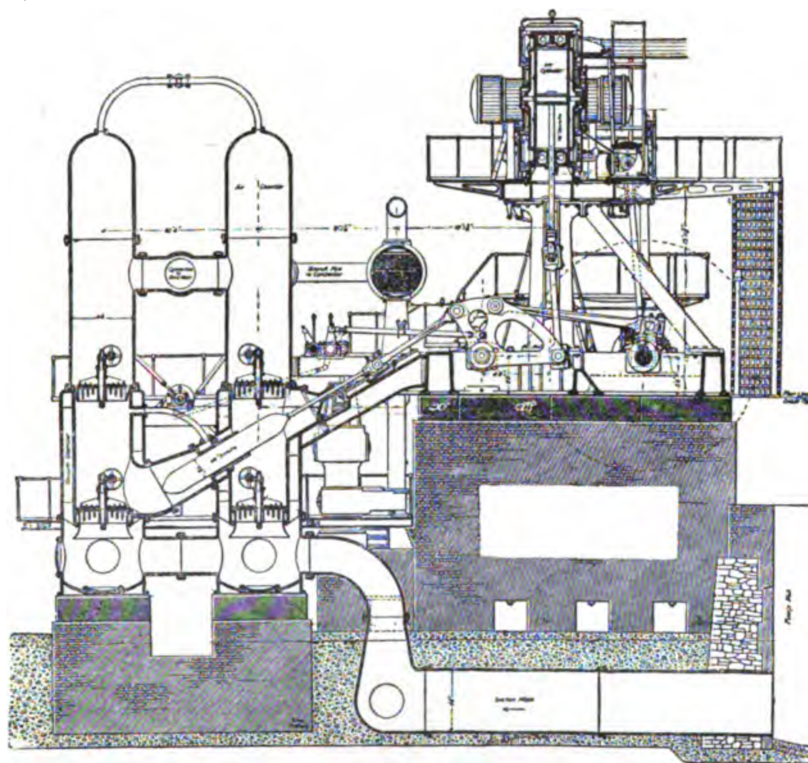
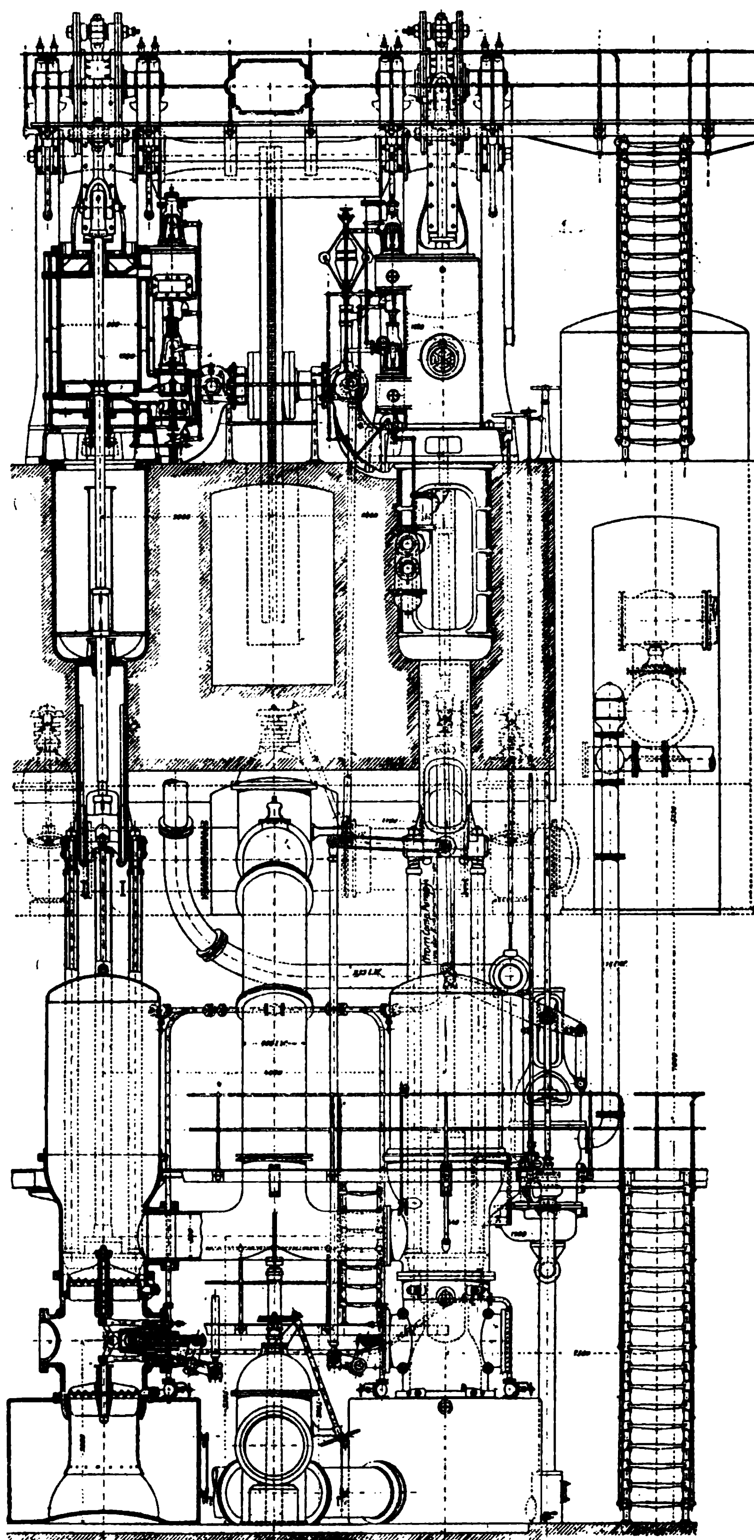


Fig. 288.

Le principal perfectionnement de cette machine consiste dans l'augmentation de vitesse qu'on lui a donnée par rapport à toutes les autres du même genre et surtout de mêmes dimensions, perfectionnement qu'on a pu obtenir en rendant automatiques la levée et la fermeture des soupapes des pompes.

Un plateau dans le genre de celui qui commande la distribution d'une machine Corliss reçoit son mouvement de l'arbre intermédiaire dont nous venons de parler, et, au moyen de 4 bielles, actionne en temps voulu 4 roues dentées, engrenant avec la crémaillère qui termine chacune des tiges des 4 soupapes que comporte une pompe.

Grâce à ce dispositif, la vitesse normale est de 60 tours par minute; on peut la porter à 75 tours, tandis qu'auparavant la vitesse était trois ou quatre fois moindre.



Elevation.

Fig. 289.

Les bras de levier des plateaux principaux sont calculés de façon que les plongeurs aient une course de $1^m,220$. Ils ont un diamètre de $0^m,444$ et refoulent à 39 mètres de hauteur.

Chaque clapet de refoulement est surmonté d'un réservoir d'air communiquant à sa base avec la conduite principale et avec le condenseur à surface de la machine à vapeur.

Pompe de Dresde (*fig.* 289-291). — Cette pompe sert à alimenter les bassins desservant la ville de Dresde (Allemagne).

L'eau à élever provient de six sources différentes, réparties sur une longueur de 400 mètres et captées par des puits réunis entre eux par des canalisations souterraines, aboutissant à un puits voisin de l'usine. Chaque puits est cimenté à l'intérieur et hermétiquement clos à sa partie supérieure par une plaque de fonte.

La machine motrice est une compound à balancier à 2 cylindres, à distribution par soupapes et à détente variable de 0 à 0,60.

Les manivelles sont calées à 180°; les diamètres des cylindres sont respectivement 570 et 900 millimètres, et la course est de $1^m,200$.

Les plongeurs sont attelés directement sur les tiges des moteurs; les deux pompes sont à simple effet; mais, vu leur angle de calage, leur ensemble constitue une seule pompe à double effet.

Étant données les grandes dimensions des conduites d'aspiration et de refoulement, on a dû employer des soupapes d'un genre particulier, mues par la machine motrice.

Le type adopté est le type Riedler, dans lequel le mouvement, pris par un excentrique à l'extrémité de l'arbre de distribution, est transmis par un ensemble de bielles et de manivelles à un petit plongeur commandant l'entrée et la sortie de l'eau d'un appareil hydraulique logé dans la boîte à clapets (*fig.* 289).

Cet appareil n'est autre qu'un moteur mû par l'eau du refoulement; il est relié par des manivelles aux tiges des soupapes à conduire. L'angle de calage de l'excentrique de commande est réglé de façon à ce que le mouvement des soupapes ainsi obtenu soit en concordance avec celui des plongeurs.

Afin de faciliter le mouvement de l'eau dans les deux pompes principales, on a placé au-dessous de chaque clapet d'aspiration une pompe d'extraction d'air, et, au-dessus de chaque clapet de refoulement, un premier réservoir d'air comprimé.

Les tuyaux de refoulement de chaque pompe se réunissent ensuite dans une conduite principale allant au réservoir, et sur laquelle se trouvent deux autres réservoirs d'air de chacun 2 mètres de diamètre et 6 mètres de hauteur.

La machine fait 40 tours par minute à la pression de vapeur de 8 kilogrammes, et la pompe refoule 20.000 mètres cubes d'eau à 55 mètres de hauteur en 24 heures.

Pompe à triple expansion de Davey (*fig.* 292 à 300). — L'usine élévatoire des eaux de Leeds comprend deux machines semblables à celles dont nous donnons ci-dessous la description, empruntée à l'*Engineer* du 9 février 1900.

Le moteur est une machine verticale à triple expansion, distribution Corliss, condenseur à surface. Le petit et le moyen cylindres sont pourvus d'enveloppes de vapeur venant directement de la chaudière, tandis que le grand est entouré

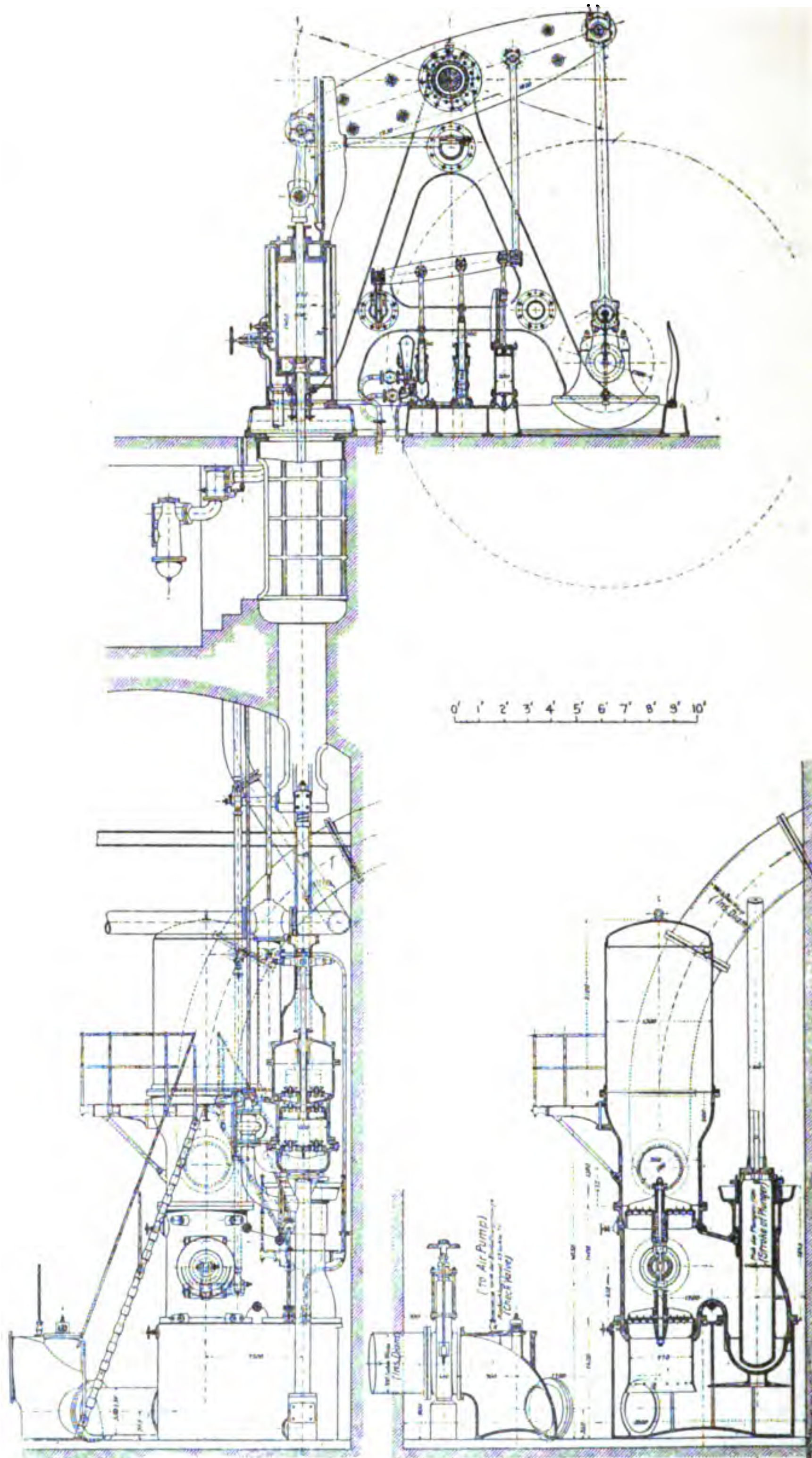


Fig. 290. Fig. 291.

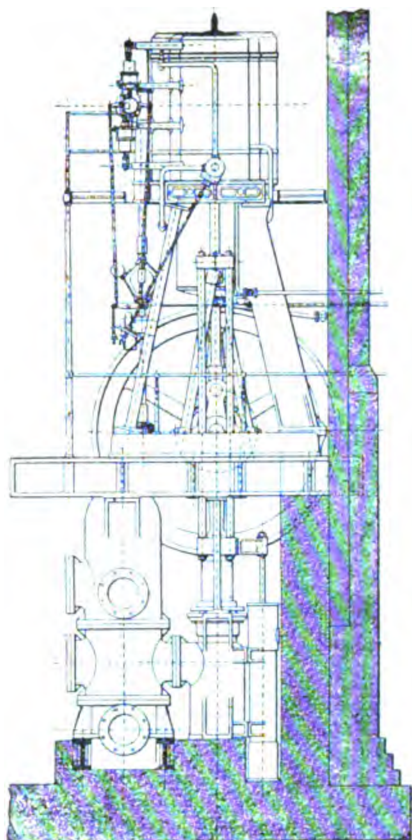


Fig. 292.

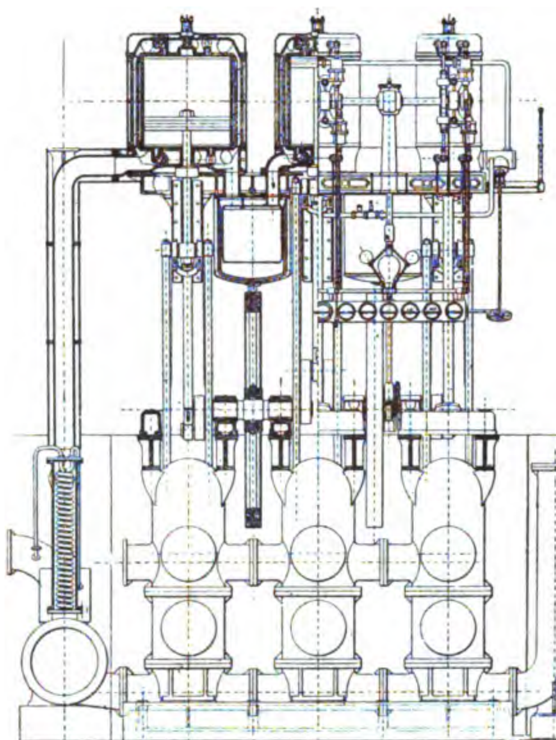
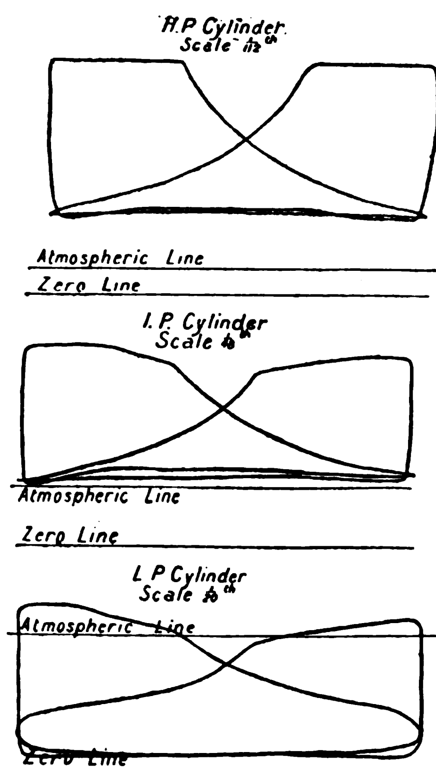


Fig. 293.



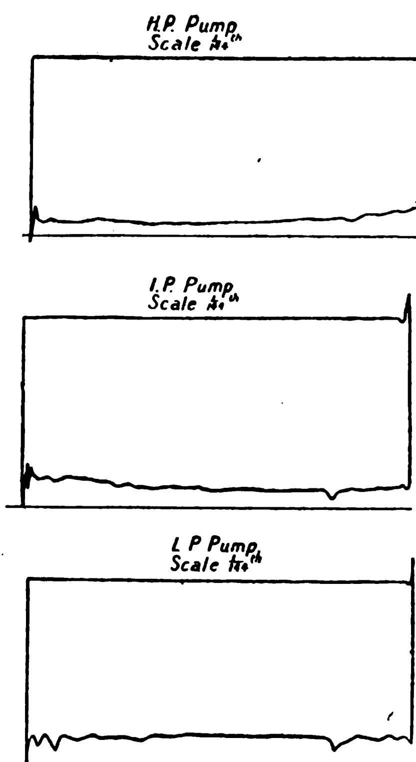


Fig. 294 à 299.

par de la vapeur à $3^{kg},5$. L'eau de condensation des enveloppes est renvoyée aux chaudières. Les réservoirs intermédiaires sont également munis d'enveloppes de vapeur.

Fig. 300.

Chaque tige de piston attaque directement un plongeur; les pompes sont à simple effet.

Voici quelques chiffres qui résultent des essais faits sur cette machine par M. Unwin :

Diamètre des cylindres, petit	$0^m,380$
— moyen	0 ,635
— grand.	1 ,020
Longueur.	0 ,914
Diamètre des plongeurs	0 ,343
Admission au petit cylindre	30 à 34 0/0
— moyen —	31 0/0
— grand —	35 0/0

Volume du 1er réservoir intermédiaire.	0^{m3},460
— 2e — —	0 ,565
Rapport des volumes du petit cylindre au moyen.	$\frac{1}{2,84}$
— — grand .	$\frac{1}{7,33}$
Espaces nuisibles : petit cylindre.	2,38 0/0
— moyen —	1,72 0/0
— grand —	1,65 0/0
Chaudière Lancashire : Longueur.	8^{m},53
— Diamètre.	2 ,23
Foyer : à l'arrière.	0 ,90
— à l'avant.	0 ,75
Surface de grille.	8^{m2},53
— de chauffe.	78 ,96
Nombre de tubes de l'économiseur.	128
Surface de ces tubes.	120^{m2}
Pression à la chaudière.	9^{kg},15 et 9^{kg},67
— à l'admission.	9 ,10 et 9 ,60
— au réservoir H. P.	2 ,8 et 1 ,48
— — B. P.	0 ,36 et 0 ,18
Température de l'eau d'alimentation (par le réchauffeur).	85° et 88°
Dépense de combustible par mètre carré et par heure.	51^{kg},0 et 40^{kg},5
Vaporisation par mètre carré et par heure . . .	16 ,13 et 12 ,6

	Chevaux		Poncelets
Puissances indiquées : petit cylindre.	31,01 et 32,43	ou	38,25 et 39,32
— moyen — .	52,00 et 52,76	ou	39,00 et 39,67
— grand — .	80,94 et 88,51	ou	60,70 et 66,38
— totales.	183,95 et 193,70	ou	137,95 et 145,37
Puissances effectives aux pompes. . .	161,40 et 166,70	ou	121,05 et 125,02
Rendement organique.	0,88 et 0,913		

Pompe alimentaire verticale Holman frères (*fig.* 301). — Parmi le matériel d'exploitation des mines exposé par la maison Holman frères à l'Exposition de 1900, nous avons pu voir la pompe alimentaire dont nous donnons ici la description.

Cette machine est verticale et se compose de deux pompes semblables disposées sur le même bâti. Chacune d'elles comporte un cylindre à vapeur à distribution par tiroir ordinaire commandé par excentrique.

Le plongeur prolonge la tige du piston moteur, et la crosse qui les réunit porte un axe transversal sur les extrémités duquel sont attelées les deux bielles que comporte chaque machine. Le bâti est évidé à sa partie inférieure pour ménager le passage du volant, qui est calé au milieu de l'arbre dans l'axe de la machine.

Les pompes sont à simple effet, et n'ont rien de particulier ; les corps de pompe sont venus de fonte avec leur boîte à clapets et des extensions destinées à les fixer aux supports.

Chaque cylindre à vapeur étant supporté par colonnettes, toutes les pièces sont facilement accessibles.

Les deux prises de vapeur sont piquées sur une même conduite sur laquelle se trouve le robinet de mise en marche.

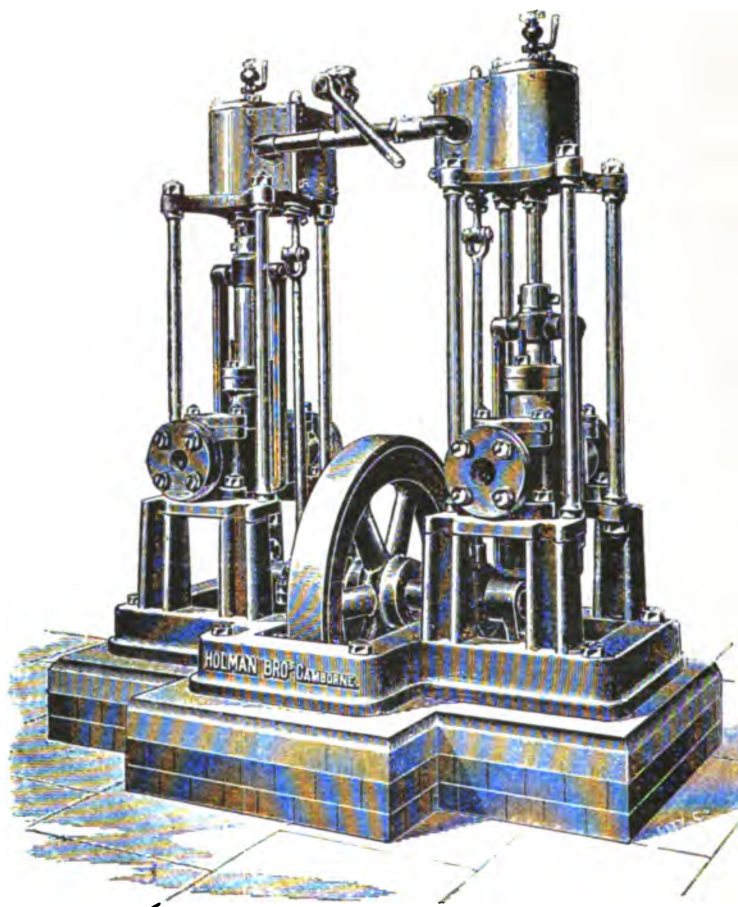


Fig. 301.

Cette pompe est construite pour alimenter une chaudière marchant à 7 kilogrammes.

Voici ses principales dimensions :

Diamètre des cylindres à vapeur.	0m,101
Diamètre des plongeurs.	0 ,063
Longueur de la course	0 ,127
Débit à l'heure.	4.400 litres
Nombre de tours par minute	105

B. — POMPES HORIZONTALES

POMPES HORIZONTALES A COMMANDE A VAPEUR OU HYDRAULIQUE

Pompe Martin. — L'une des causes principales du faible rendement ordinaire des pompes est la faible vitesse du piston de la machine à vapeur, lorsqu'on veut que les pistons de la machine et de la pompe marchent ensemble, et que ce dernier puisse être suivi par l'eau pompée. Cette faible vitesse interdit une forte détente et, en général, une utilisation avantageuse du combustible employé dans les chaudières.

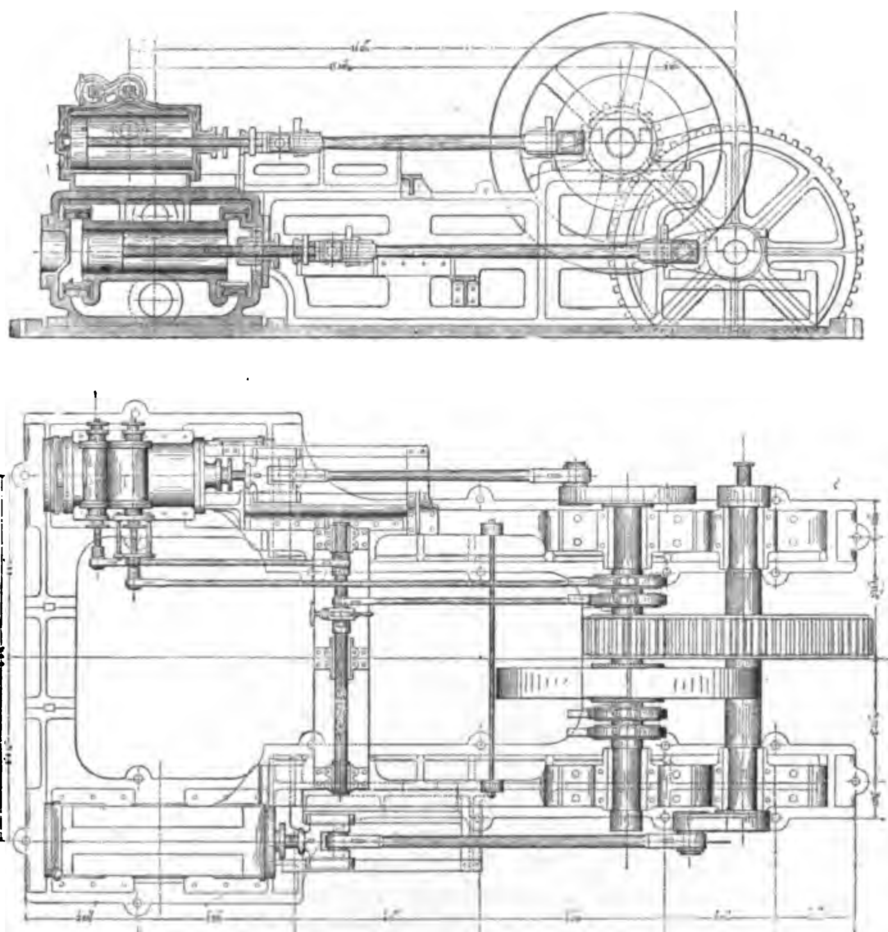


Fig. 302 et 303.

La disposition réalisée par M. Martin a pour but de parer à cet inconvénient et de permettre de pomper de grandes quantités d'eau avec une grande vitesse du piston à vapeur et une forte détente.

Les figures 302 et 303 donnent l'ensemble de la disposition.

Deux cylindres à vapeur attaquent, par deux manivelles calées à angle droit, l'arbre principal, sur lequel se trouvent le volant et un pignon qui engrène avec une roue dentée calée sur un deuxième arbre, parallèle au premier, et portant les manivelles motrices des corps de pompe placés horizontalement sous les cylindres à vapeur.

Ainsi la vitesse des pistons à vapeur peut être assez grande pour permettre un bon fonctionnement, sans que celle des pompes soit exagérée. De plus, le poids des pièces en mouvement alternatif et se déplaçant avec une vitesse assez grande a une influence régularisatrice appréciable.

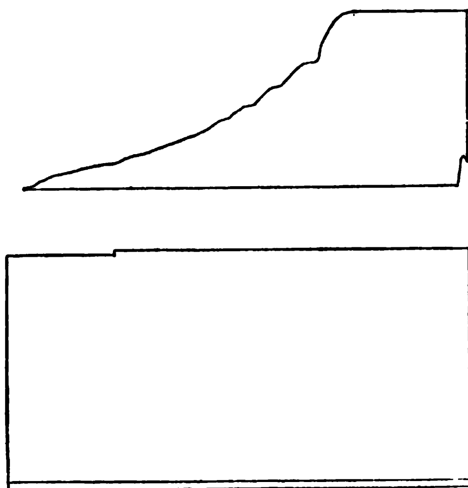


Fig. 304 et 305.

Les pompes ci-dessus décrites ont été construites dans l'Ohio par la « Cuyahoga Steam Furnace Company » de Cleveland; les pistons à vapeur se déplacent avec une vitesse de $2^m,75$ par seconde, les pistons à eau avec une vitesse de $0^m,83$ seulement; ils refoulent l'eau à 300 mètres environ et, dans ces conditions, l'ouverture et la fermeture des soupapes sont, paraît-il, tout à fait sile[illegible]ses.

La dis[illegible]ution est assurée par des robinets mus par des excentriques calés sur l'arbre p[illegible]al.

Les valves des pompes sont de simples blocs de bois d'érable tendre, à armatures métalliques; ils se déplacent dans les glissières et laissent un passage large et bien direct pour l'eau. Ces valves sont très résistantes : elles ont fait, paraît-il, un service de cinq ans, jour et nuit, sans nécessiter de remplacement; en tous cas, s'il était nécessaire, ce remplacement serait simple et peu coûteux.

Les données qui suivent proviennent d'une machine qui a fonctionné pendant plus de deux années à l'usine de Cleveland Rolling Mill.

Diamètre du cylindre à vapeur	$0^m,375$
Course du piston.	0 ,750
Nombre de tours par minute	62
Vitesse du piston par seconde	$0^m,65$
Pression de la vapeur	$4^{kg},5$

Les diagrammes reproduits figures 304 et 305 montrent que les cylindres à vapeur et les pompes ont une marche satisfaisante.

L'inventeur proposait de garantir un travail effectif moyen de 255.000 kilogrammètres par kilogramme de charbon consommé, ou, ce qui revient au même, d'assurer le cheval-heure pour une consommation de $1^{kg},05$ de houille.

Pompe Gaskill, de Saratoga. — Ces pompes, destinées à assurer la distribution

d'eau de Saratoga, sont des machines horizontales compound, dont l'ingénieuse disposition est représentée par les figures 306 et 307.

Quatre cylindres horizontaux sont disposés par paires, le cylindre à haute pression étant, pour chacune d'elles, placé horizontalement au-dessus du cylindre à basse pression, avec lequel il communique par de courts passages, aussi directs que possible ; dès lors les pistons se déplacent en sens inverse dans les deux cylindres.

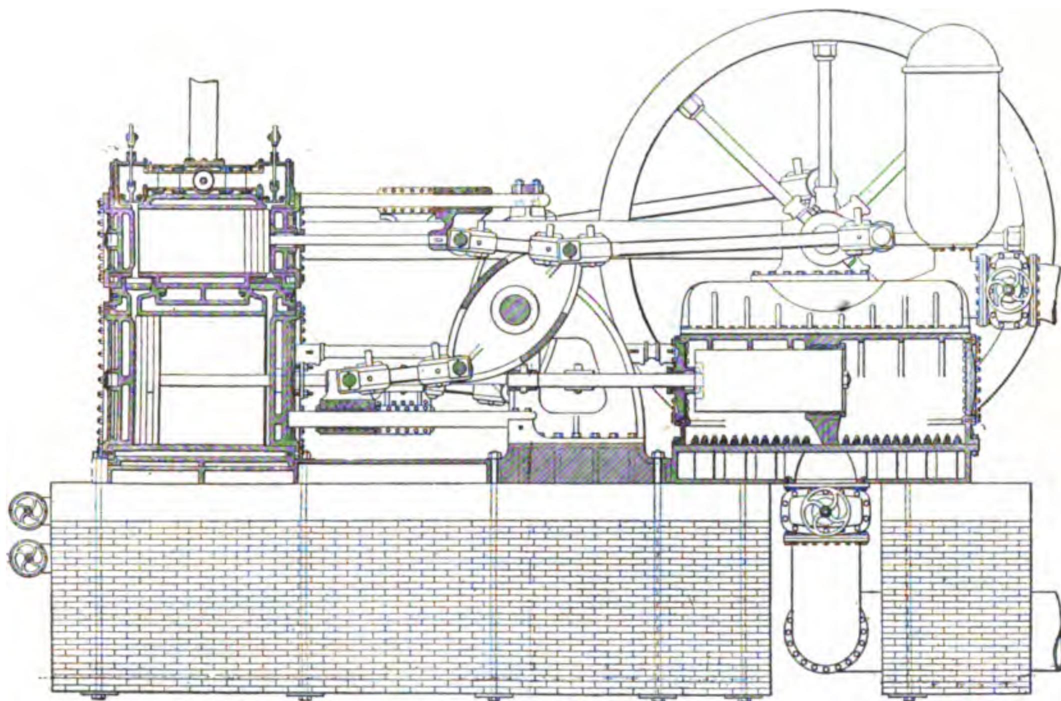


Fig. 306.

Les cylindres sont munis d'enveloppes de vapeur complètes. L'admission de vapeur dans le cylindre à haute pression se fait au moyen d'une soupape à double siège, et l'on peut régler à la main l'importance et la durée de sa levée ; de plus, le régulateur est disposé de manière à modifier l'admission suivant la pression de l'eau dans les conduits de refoulement.

Le passage intermédiaire et l'échappement de la vapeur sont assurés, comme dans la pompe Brooks, par des tiroirs à grilles mus par des excentriques liés au mouvement même des pistons. Tous ces détails sont bien visibles sur la demi-coupe de la figure 307. Les dimensions principales sont les suivantes :

Diamètre du cylindre à haute pression	0m,900
— de la tige de son piston	0 ,075
— du cylindre à basse pression	1 ,050
— de la tige de son piston	0 ,088
Course commune des pistons	0 ,900

Chaque paire de cylindres actionne une pompe dont la tige du plongeur est

reliée directement à la tige du piston du cylindre à basse pression et, par l'intermédiaire d'un balancier vertical, avec celle du piston du cylindre à haute pression. Ce balancier est représenté en détail figures 307 et 308.

Les pompes sont à double effet et à piston plongeur; le corps de pompe est de section rectangulaire, et les dimensions principales sont les suivantes :

Longueur cumulée des deux chambres de chaque pompe.	2m,285
Largeur commune — — .	0 ,685
Hauteur — — .	0 ,885
Capacité de chaque chambre en litres.	705
Diamètre du plongeur	0m,500
— de la tige du plongeur.	0 ,100
Section du plongeur en décamètres carrés	20
Course du plongeur	0m,900
Déplacement du plongeur en litres	180

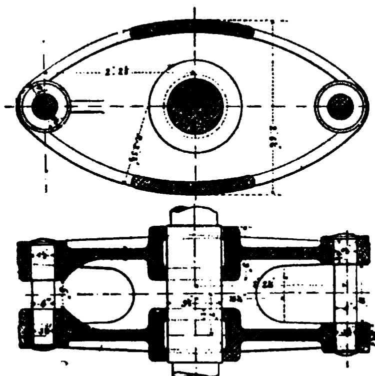


Fig. 307 et 308.

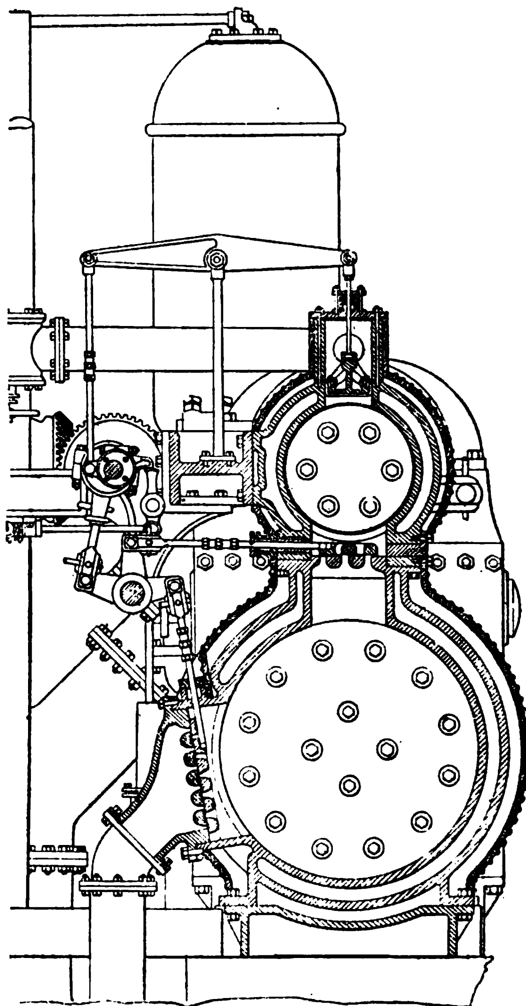


Fig. 309.

Les pompes sont munies de by-pass et de valves promettant d'établir une communication entre les deux chambres d'un même corps de pompe. Ce dispositif présente un double avantage. Au moment de la mise en marche, la vapeur n'étant pas encore parvenue dans le cylindre à basse pression, il se peut que le petit cylindre seul ne suffise pas à vaincre les résistances dues à l'eau et aux frottements : si on ouvre le by-pass, l'eau passant d'une chambre dans l'autre, la pression se trouve en quelque sorte équilibrée et le démarrage a lieu aisément.

Il peut arriver aussi que, lors d'une faible demande d'eau, on soit amené à donner aux machines un mouvement si lent que le volant ne suffise plus à

maintenir la régularité de la marche. On donne alors aux machines une vitesse convenable après avoir partiellement ouvert le by-pass, et celles-ci peuvent avoir une marche régulière, l'excès d'eau aspirée ou refoulée par les plongeurs passant simplement d'une chambre dans l'autre.

Ces pompes devaient, par contrat, pouvoir pomper 15.150 mètres cubes par vingt-quatre heures en marchant à 16 tours par minute, avec une pression de vapeur de 6kg,6; la puissance utile devait être 238.000 kilogrammètres par kilogramme de charbon consommé.

Un essai fut fait, en juin 1883, par M. Porter et donna les résultats suivants :

Deux chaudières tubulaires à retour de flamme, diamètre.		1m,650
Longueur		5 ,490
Nombre de tubes dans chaque chaudière.		87
Diamètre extérieur des tubes.		0m,075
Pression de la vapeur dans les chaudières.		6kg,15
Vaporisation par kilogramme de houille à 100°.		10 ,9
Nombre de révolutions par minute.		19,37
Chevaux-vapeur indiqués.	185,7 ou	139,3 poncelets
Vitesse des plongeurs par seconde.		0m,60
Travail effectif par kilog. de charbon (en kilogrammètres).		305.000
Charbon consommé par cheval-heure effectif		861 gr.
— par poncelet effectif.		1148 gr.

Un autre essai, fait quatre mois plus tard par M. Hill, a donné, avec une pression de vapeur de 6kg,20, un vide de 0m,683 et une vitesse de 17,9 tours, les résultats suivants :

Chevaux-vapeur indiqués.	197,8 ou	143 poncelets
Travail effectif en kilogrammètres par kilog. de charbon. .		324.000

Pompe d'accumulateur à Buenos-Ayres. — Cette pompe, installée à la station centrale de Buenos-Ayres par la « Buenos-Ayres Great Southern Railway Company »,

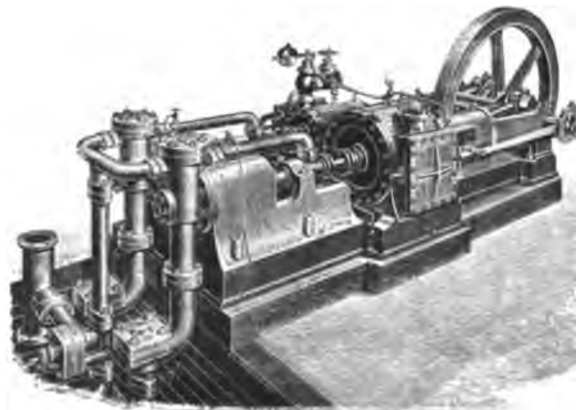


Fig. 310.

comporte deux paires de cylindres compound (*fig.* 310); pour chacune d'elles, les

dimensions sont les suivantes :

Diamètre du cylindre à haute pression	$0^m,375$
— — à basse pression.	0 ,700
Course commune.	0 ,610

Les tiges de piston des deux cylindres sont accouplées chacune avec des pompes à double effet.

Le cylindre à haute pression est muni d'une distribution tout à fait indépendante, de sorte que l'arrêt et la mise en marche de la machine, suivant que les accumulateurs descendent ou s'élèvent, se font aussi aisément que dans le cas d'une machine non compound, dans laquelle la vapeur serait admise pendant 75 0/0 de la course.

La vapeur est admise à la pression de $5^{kg},6$ par centimètre carré.

Il y a deux accumulateurs, dont les plongeurs ont $0^m,450$ de diamètre et une course de $8^m,85$; la pression fournie par les accumulateurs est de $50^{kg},4$ par centimètre carré.

Pompes de Kimberley. — Nous avons décrit précédemment les pompes verticales installées à Kimberley pour la distribution d'eau. Cette installation comporte également des pompes horizontales sur lesquelles je dirai quelques mots. Ce sont (*fig.* 311 à 313) deux machines compound : les deux cylindres sont sur des bâtis indépendants et parallèles; ils agissent sur un arbre portant un volant et sur lequel les deux manivelles sont calées à angle droit.

Voici les données principales :

Diamètre du cylindre de haute pression.	$0^m,438$
— — de basse pression.	0 ,775
Course commune des deux pistons	0 ,760
Nombre de tours à la minute	31 à 40
Pression de la vapeur.	$3^{kg},8$ à $4^{kg},4$

Les cylindres sont munis d'enveloppes de vapeur. La distribution se fait par tiroirs avec détente Meyer. On peut cependant isoler chacun des cylindres grâce à la disposition suivante : le cylindre à haute pression est pourvu de deux tuyaux d'échappement de vapeur munis de robinets étanches : l'un se rend dans le réservoir intermédiaire, l'autre débouche directement dans l'atmosphère. Le cylindre à basse pression peut admettre la vapeur venant soit du réservoir intermédiaire, soit de la chaudière. Dans ces conditions, on peut à volonté se servir de ces machines avec seulement un quelconque de ses cylindres.

Les pistons des cylindres sont directement connectés avec les tiges des pompes, qui sont à double effet, avec des pistons de $0^m,202$ de diamètre et une course de $0^m,760$.

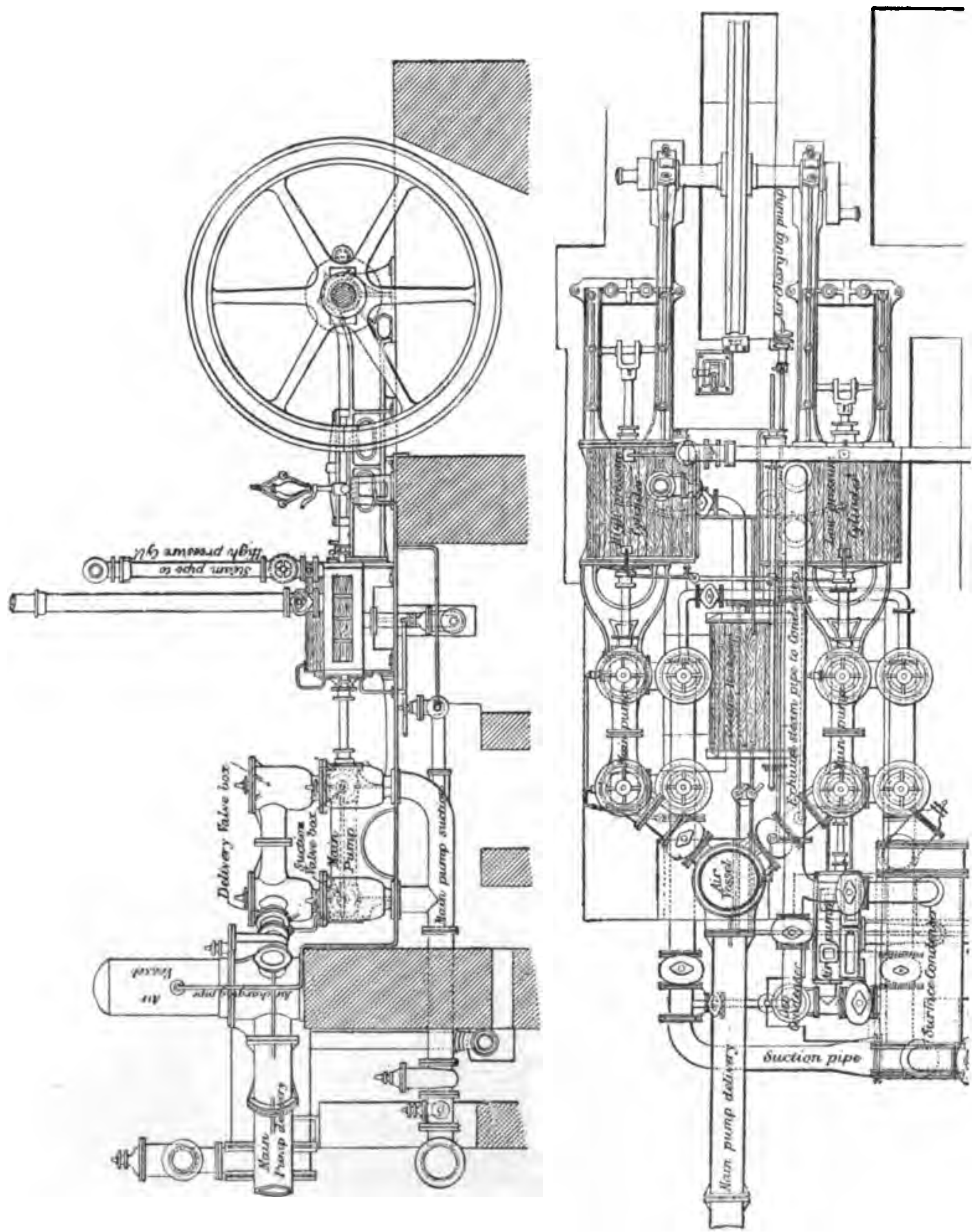


FIG. 311 et 312. — Pompes de *Kimberley*.

Élévation à droite et plan (*Main Pump*, pompe principale ; *Delivery Valve box*, chapelle de refoulement; *Section Valve box*, chapelle d'aspiration ; *air vessel*, réservoir d'air ; *High pressure* et *Low pressure*, cylindre de haute et de basse pression).

Des essais faits sur ces machines, en janvier 1884, ont donné, pour la moyenne des deux pompes, les résultats suivants :

Eau vaporisée par mètre carré de surface de chauffe et par heure.	5 à 13 kilog.
— par kilog. de charbon consommé	9 à 10 —
Pression de la vapeur d'eau en kilog. par centimètre carré	$3^{kg},8$ à $4^{kg},4$
Eau pompée par minute en litres.	4.210
Puissance effective en chevaux	75
Puissance effective en poncelets	56,25
Charbon consommé par cheval-heure	$1^{kg},125$
Charbon consommé par poncelet-heure	$1^{kg},500$
Puissance effective produite en kilogrammètres par kilog. de charbon	240.000

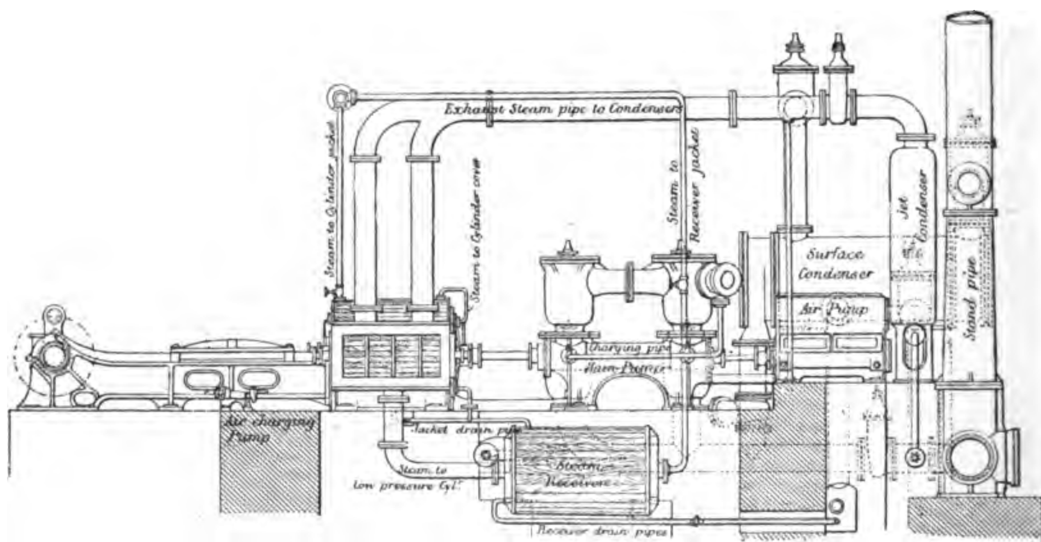


Fig. 313. — Pompes de *Kimberley*.
Élévation à gauche (*Exhaust Steam pipe to Condensers*, échappement au condenseur ; *Stand pipe*, colonne de refoulement).

Pompes Browne et Boby. — Ces machines, destinées à assurer l'épuisement des eaux d'égout à Buenos-Ayres, étaient soumises aux conditions suivantes : être peu encombrantes, consommer relativement peu de combustible, malgré un travail très irrégulier, variant de 1 à 5 suivant les cas, enfin ne pas employer d'eau pour la condensation.

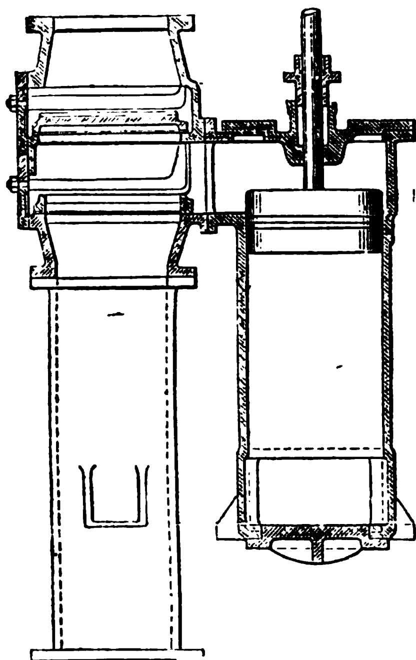
MM. Browne et Boby ont installé 4 séries de machines compound horizontales à cylindres superposés, dont nous allons indiquer les particularités.

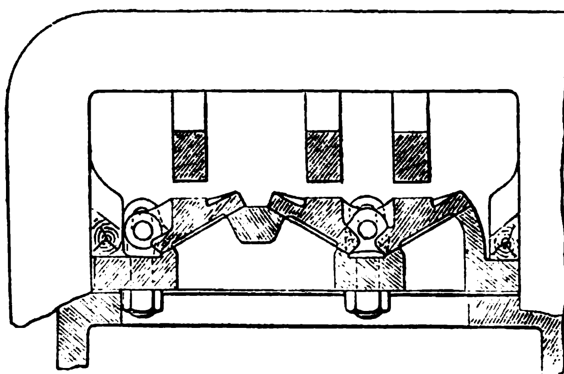
Les pistons des deux cylindres agissent par un renvoi de sonnette sur la tige des pompes (*fig.* 316 et 317). Les pompes sont placées au fond du puits, près des eaux à épuiser, et ce sont ces eaux qui, évacuées par 4 tubes dont la section cumulée excède la section du tuyau principal de refoulement, sont chargées de rafraîchir les condenseurs à surface. Les pompes à air sont mues par des leviers goupillés sur le renvoi de sonnette.

Dans la construction même, on s'est efforcé d'avoir une course aussi uniforme que possible, malgré les variations de résistance, et, aux fins de course, une sorte de coussin de vapeur amortissant le mouvement, avec une certaine avance qui permette au piston du cylindre à basse pression de repartir en temps opportun.

La vapeur est admise (*fig.* 318) au centre d'une boîte à vapeur avec tige filetée et deux soupapes-pistons dont les bords intérieurs arrêtent la vapeur. Une manette extérieure permet de rapprocher ou d'éloigner les deux pistons et, de la sorte, l'interception est réglable à la main.

Les passages principaux de vapeur, dans les deux cylindres, aboutissent à une certaine distance du fond, de sorte que, un peu avant la fin de course, une certaine quantité de vapeur d'échappement se trouve emprisonnée; cette vapeur joue le rôle d'une avance réelle, mais insuffisante. Pour réaliser l'avance dans le cylindre à haute pression, on utilise (*fig.* 319) un passage foré dans le piston et faisant communiquer son centre et sa périphérie : dès que le passage principal est obstrué par le piston,


Fig. 314.


Fig. 315.

il y a pénétration d'une petite quantité de vapeur dans le fond du cylindre. Pour réaliser ce même fonctionnement dans le cylindre à basse pression, on admet, aux fins de course, la vapeur d'échappement du petit cylindre supplémentaire (*fig.* 320), qui actionne les tiroirs principaux. Ce petit cylindre porte un tiroir avec deux cavités pour l'échappement, chacune d'elles venant, en son temps, communiquer avec un des deux conduits rattaché respectivement aux deux extrémités du cylindre à basse pression. Ce petit tiroir est mû par un levier actionné par une goupille placée sur le renvoi de sonnette.

Les pompes sont à pistons et à double effet; la figure 314 en donne la disposition, et le détail des valves est représenté figure 315 ; les sièges sont fixés dans des boîtes à soupapes par des coins en bois.

Les dimensions principales de ces machines sont les suivantes :

Diamètre des cylindres à haute pression	0m,170	Course commune	0m,600
Diamètre des cylindres à basse pression	0 ,260	Diamètre de deux des pompes	0 ,280
		— des deux autres pompes	0 ,360
		Course des pistons des pompes	0 ,600

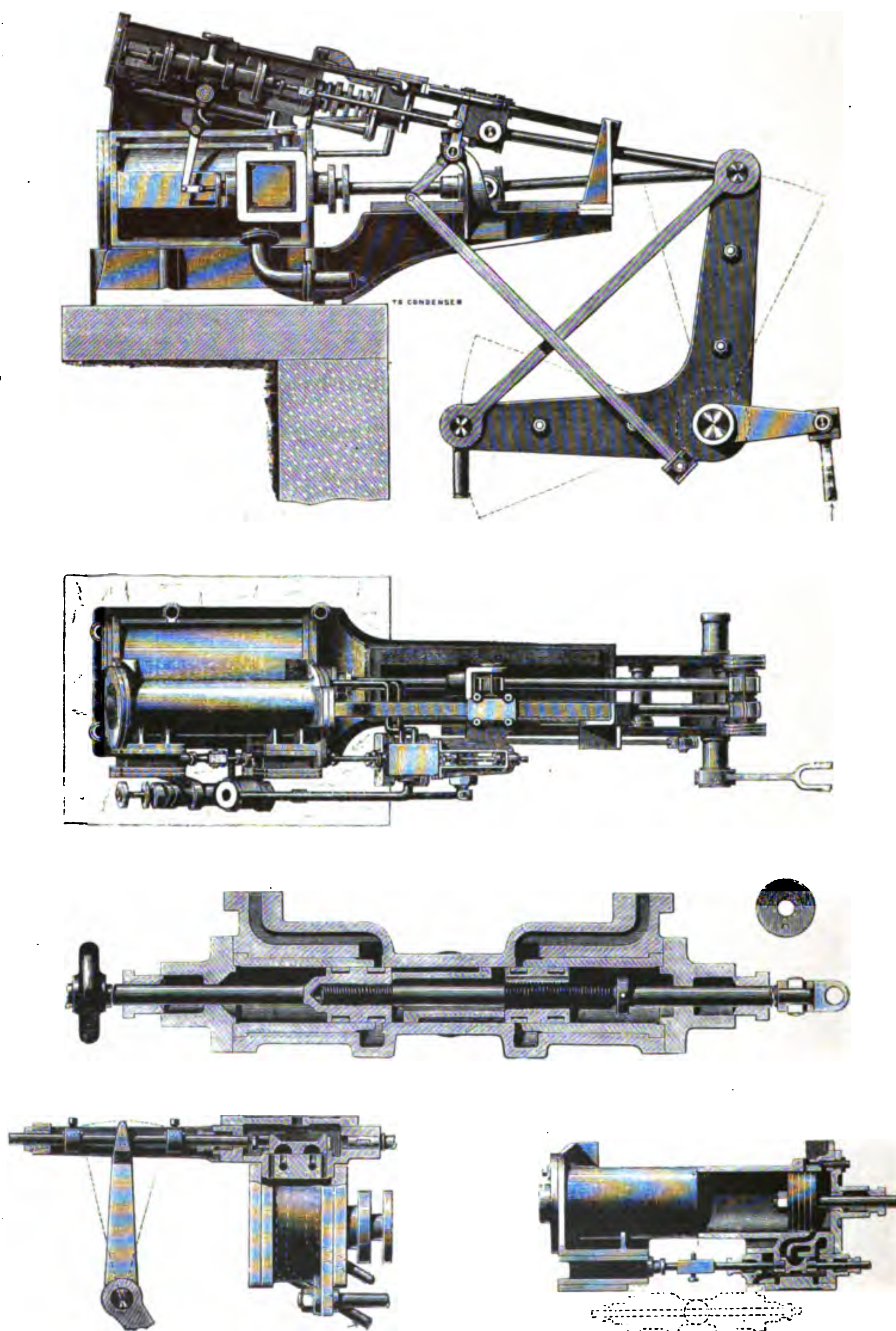


FIG. 316 à 320 Pompes *Browne et Boby*.
Élévation, plan, détail de la distribution.

Pompes de Yokohama. — Ces pompes, destinées à assurer la distribution d'eau à Yokohama, ont été construites par MM. Hathorn et Davey, de Leeds. Il y a deux machines semblables à celle qui est représentée dans la figure 321.

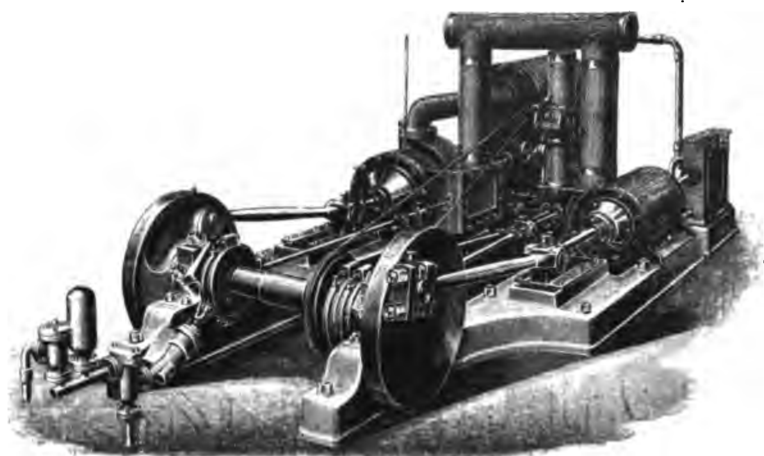


Fig. 321. — Pompes de *Yokohama*.

Chacune de ces pompes comporte deux cylindres compound; le cylindre à haute pression est muni d'une distribution variable à la main, et qui peut également être modifiée par un flotteur placé dans le réservoir d'eau. La tige du piston de ce cylindre actionne la pompe à air.

La tige du piston du cylindre à basse pression actionne la pompe à eau, dont le détail est donné sur les figures 322 et 323. Le condenseur à surface est placé directement au-dessus de cette pompe.

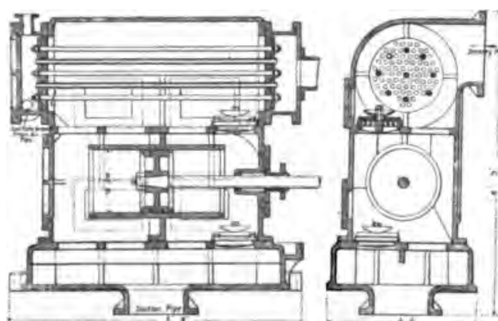


Fig. 322 et 323.

Chaque machine est munie d'un petit régulateur de sûreté, qui ferme brusquement la valve d'admission de vapeur dès que la machine atteint son maximum de vitesse.

Les dimensions principales sont les suivantes:

Diamètre du cylindre à haute pression	0^{m},300
— — à basse pression	0 ,500
Course commune.	0 ,685
Diamètre des pompes	0 ,375
Nombre de chaudières pour les deux machines.	3
Longueur des chaudières	4^{m},270
Diamètre	1 ,370
Pression de la vapeur	5^{kg},9

Pompes de Prague. — L'alimentation d'eau de Prague est faite par des machines hydrauliques, qui élèvent l'eau dans un réservoir à 56 mètres au-dessus du niveau du fleuve; l'eau est prise dans des puits de manière à l'obliger à filtrer au travers des graviers qui forment le lit du fleuve.

Les pompes sont actionnées par une roue hydraulique, dont l'arbre porte une

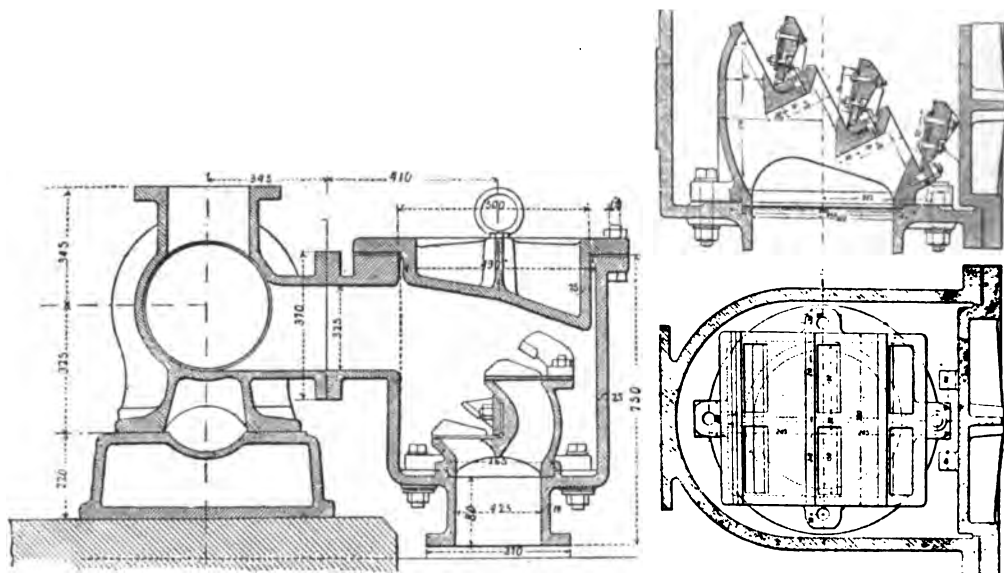


Fig. 324 à 326. — Pompes de *Prague*.
Coupe par la chapelle d'aspiration. Détail des clapets de refoulement.

roue dentée de $4^m,07$ de diamètre et munie de 140 dents; cette roue engrène avec un pignon de $1^m,57$ de diamètre, muni de 54 dents, et dont l'arbre porte à chacune de ses extrémités une manivelle actionnant une pompe horizontale à double effet.

Les détails des pompes et des boîtes à clapets sont bien visibles sur les figures 324 à 326.

L'axe des pompes est à peu près de 7 mètres au-dessus du niveau le plus bas de l'eau dans le puits; les dimensions principales sont les suivantes :

Diamètre du piston des pompes.	$0^m,274$
Course — —	0 ,878
Nombre de tours par minute (moyenne). . . .	7 1/2
Vitesse moyenne du piston par seconde. . . .	$0^m,225$
Diamètre du tuyau de refoulement	0 ,385
Longueur de ce tuyau.	2.500 mètres
Débit en 24 heures d'une prise de pompes correspondant à une roue hydraulique. . .	2.190 mètres cubes

Il résulte d'une série d'expériences que 57 0/0 de la puissance hydraulique sont utilisés sur le piston des pompes. Le reste, soit 43 0/0, représente les pertes hydrauliques et les résistances dues aux frottements.

Pompes d'Eaton. — Ces machines ont été construites par M. Tangye, de Birmingham, et assurent la distribution d'eau de Long Eaton, de Castle Donington et de Melbourne.

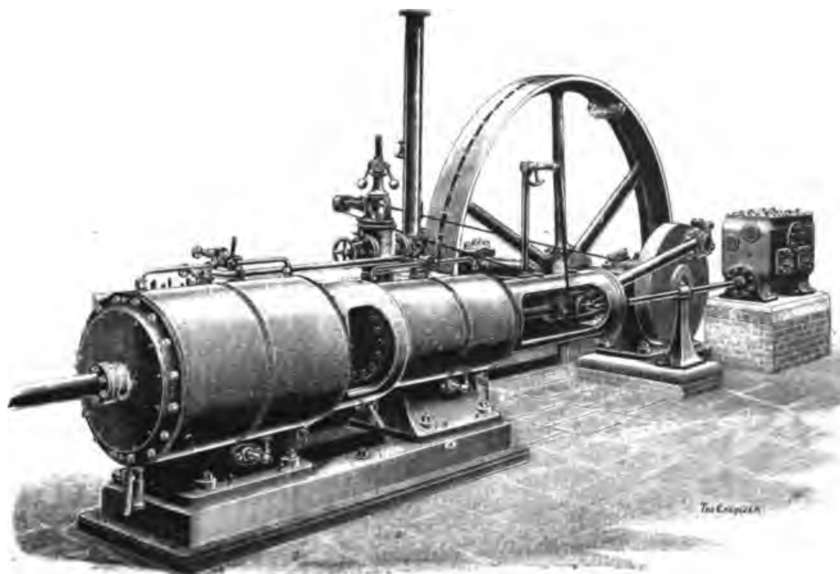


FIG. 327. — Pompes d'Eaton.

Le puits a 3m,40 de diamètre, et le tunnel d'accès 1m,85 sur 1m,75, avec une longueur totale de 686 mètres environ.

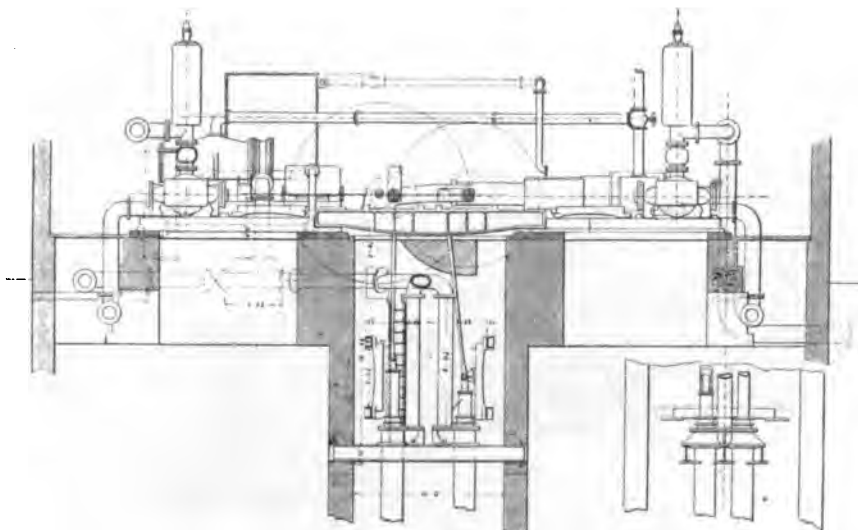


FIG. 328. — Pompes d'*Eaton*.
Élévation de l'ensemble.

L'installation comporte (*fig.* 327 et 328) deux machines horizontales compound,

montées en tandem et groupées face à face de part et d'autre du puits. Chaque tandem conduit une paire de pompes : une pompe élévatoire à piston plongeur, qui amène l'eau dans un réservoir placé en dehors du bâtiment, et une pompe foulante à double action, qui envoie l'eau dans le réservoir général de Castle Donington, distant de 8.850 mètres.

Les données principales sont les suivantes :

Diamètre du cylindre à haute pression. . . .	0m,262
— — à basse pression	0 ,500
Course commune.	0 ,800
Pompe élévatoire, diamètre du plongeur. . .	0 ,350
Pompe foulante, diamètre.	0 ,250
Pression de la vapeur de la chaudière.	7kg,7
Hauteur du réservoir de Castle Donington au-dessus de la place Long Eaton	65 mètres
Longueur de la canalisation complète.	50 kilomètres
Eau pompée par heure.	272 mètres cubes

Pompe à engrenages Hayward-Tyler. — Cette pompe, à piston plongeur et à double action, est construite par MM. Hayward-Tyler and C°, de Londres. Des réservoirs d'air sont placés sur l'aspiration et sur le refoulement; la disposition générale est donnée dans la figure 329.

La grande roue a 3m,05 de diamètre; elle engrène avec un pignon de 0m,610 de diamètre, et elle tourne avec une vitesse de 12 tours et demi à la minute.

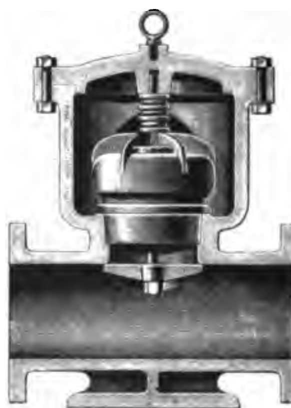


Fig. 330.

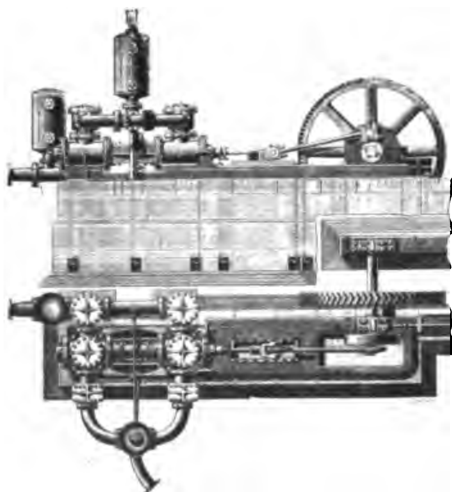


Fig. 329.



Fig. 331.

Le plongeur est en fonte, de 0m,375 de diamètre, et la course est de 0m,900 ; les soupapes à double battement sont représentées par les figures 330 et 331;

elles ont des diamètres de 0m,200 et 0m,225 respectivement à l'aspiration et au refoulement.

Cette pompe élève 145 mètres cubes à l'heure à une hauteur de 122 mètres environ.

Pompes de Stockton-on-Tees. — Ces pompes (*fig.* 332 et 333) ont été construites par MM. Worth, Mackenzie and C° pour la station d'Eaton (distribution d'eau de Stockton). L'eau est envoyée dans des réservoirs situés à 4 kilomètres de là et à 63 mètres de hauteur.

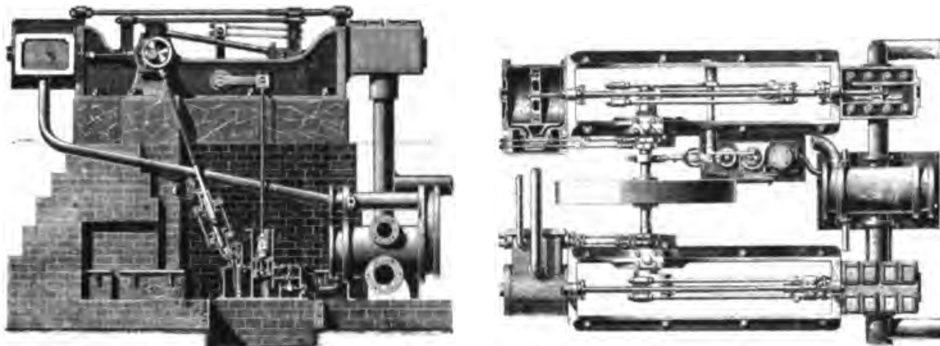


Fig. 332 et 333. — Pompes de *Stockton-on-Tees.*

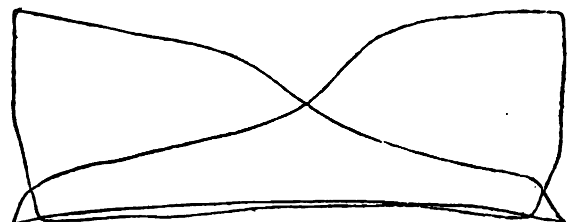
Les pompes sont mues par une machine compound horizontale dont chaque cylindre actionne une pompe; les manivelles des deux cylindres sont calées à angle droit sur l'arbre principal portant le volant.

Les cylindres et les pompes sont montés en porte-à-faux aux extrémités opposées de plaques de fondation profondément scellées ; l'arbre en vilebrequin est placé entre les cylindres et les pompes : on a ainsi une machine compacte, d'un accès très facile pour la visite des pistons, des soupapes et autres organes. Chaque cylindre est muni d'une distribution indépendante à détente variable; on peut faire fonctionner séparément les deux cylindres. Les dimensions principales sont les suivantes :

Diamètre du cylindre à haute pression.	0m,310
— — à basse pression	0 ,530
Course commune des pistons	0 ,450
Epaisseur des pistons.	0 ,100
Diamètre des tiges de piston en acier Bessemer	0 ,056
Diamètre de l'arbre en vilebrequin	0 ,140
Diamètre du volant	1 ,800
Poids du volant.	2 tonnes
Pression de la vapeur	6kg,3

Le condenseur à surface est disposé sous le sol de façon que la totalité de l'eau pompée le traverse et refroidisse la vapeur d'échappement. L'eau d'alimentation est réchauffée au préalable dans un appareil placé au-dessus du condenseur, et que la vapeur d'échappement traverse avant d'arriver à ce dernier.

La pompe à air est mue par un renvoi de sonnette actionné par les organes du cylindre à basse pression; elle fait un vide ne s'écartant guère de plus de 0m,05 du vide barométrique. Les pompes sont à double action; les valves et les sièges sont en bronze; les soupapes de refoulement sont placées immédiatement en dessus de celles d'aspiration.



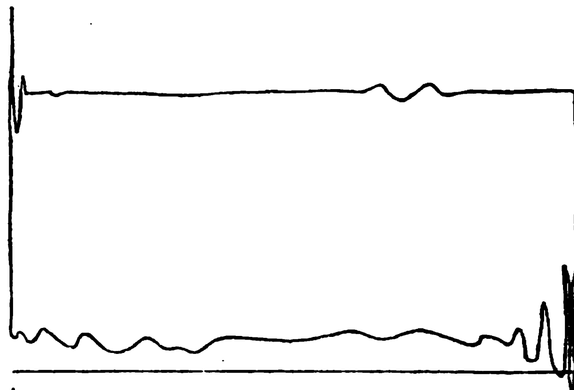


Fig. 334 et 335. — Pompes de *Stockton*. Diagrammes des cylindres de haute et de basse pression.

Fig. 336 et 337. — Pompes de *Stockton*. Diagrammes des pompes des cylindres de haute et de basse pression.

Les diagrammes des figures 334 à 337 donnent, sur le fonctionnement des machines et des pompes, des caractéristiques intéressantes.

Les essais faits sur les machines ont donné les résultats suivants :

	LES DEUX MACHINES TRAVAILLENT ENSEMBLE en compound, condensation et alimentation à l'eau chaude	CYLINDRE DE BASSE PRESSION fonctionnant seul comme machine à un seul cylindre à condensation et avec alimentation à l'eau chaude	CYLINDRE DE HAUTE PRESSION fonctionnant seul comme machine à un seul cylindre sans condensation et alimentation à l'eau froide
Charbon consommé par heure. .	36 kg. 25	29 kg. 60	34 kg.
Pression de la vapeur	6 kg.	4 kg. 1	5 kg. 9
Hauteur à laquelle l'eau est élevée	78 m.	64 m.	60 m.
Eau pompée par heure.	91 m³	46 m³	46 m³
Rendement des pompes	95 p. 100	93 p. 100	95 p. 100
Kilogrammètres par kilogr. de charbon consommé	192.000	100.000	80.000

Pompes Maxwell. — M. Maxwell, de Cincinnati (Ohio), a fait breveter une disposition intéressante, dont les figures 338 à 340 donnent le schéma. Deux paires de machines horizontales compound actionnent deux pompes à pistons plongeurs; les cylindres à haute et à basse pression sont placés l'un au-dessus de l'autre et la distribution a lieu par des soupapes genre Corliss.

Les particularités de la machine sont les bâtis supportant l'arbre en vilebrequin et le volant, d'une part, et le balancier, d'autre part. Ces bâtis sont constitués par des espèces de caissons en fonte sur lesquels viennent se fixer les organes et les pièces de la machine. L'attaque du plongeur est analogue à celle qui est adoptée dans la pompe Gaskill : les pistons des deux

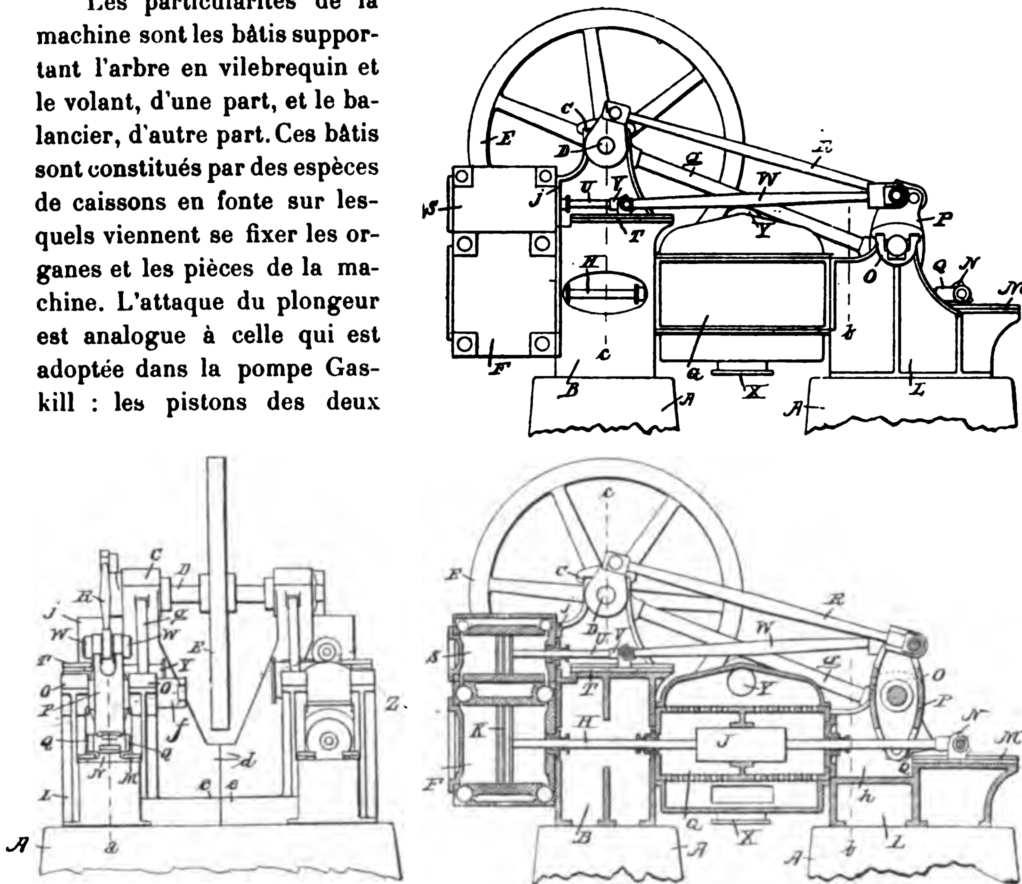


Fig. 338 à 340. — Pompe *Maxwell*.
Élévation, coupe *aa* et vue par bout.

A. Fondations; *B*. Bâti de l'arbre D et du volant E, claveté sur celui-ci; *C*. Palier de l'arbre D; *F*. Cylindre à basse pression supporté en porte-à-faux par l'une des faces du bâti B; *G*. Corps de pompe supporté de même par l'autre face du bâti B et ayant même axe que F; *H*. Tige du piston K du cylindre à basse pression, sur laquelle se trouve également le plongeur J; cette tige se prolonge en dehors du corps de pompe, et la traverse N, qui la termine, se meut dans le coulisseau M; *L*. Bâti supportant l'arbre du balancier avec ses paliers O; ce bâti est construit comme le précédent B; *P*. Balancier, qui est vertical dans la position médiane, et dont l'extrémité inférieure est reliée par des tiges Q à la traverse N, pendant que l'extrémité supérieure est reliée par les tiges R à la manivelle de l'arbre D; *S*. Cylindre à haute pression, posé sur le cylindre à basse pression et supporté par une collerette verticale prolongeant le bâti B; la tige U du piston de ce cylindre est terminée par une traverse V, qui glisse dans le coulisseau T, et qui est reliée par les tiges W à la partie supérieure du balancier P; *X* et *Y*. Tuyaux d'aspiration et de refoulement de l'eau.

cylindres y collaborent par l'intermédiaire d'un petit balancier elliptique P.

On voit que, dans ces conditions, les machines peuvent fonctionner comme

double, compound simple, ou même comme machine à un seul cylindre, puisqu'on pourrait aisément enlever le cylindre S, par exemple. De plus, la situation du corps de pompe entre les deux bâtis permet de lui faire jouer le rôle d'un véritable tendeur, donnant à tout l'ensemble une rigidité que vient augmenter encore le tirant G, qui relie les deux bâtis.

Les efforts sur le balancier sont ou centraux ou symétriques, et l'on n'a pas à craindre de torsion. Enfin, la disposition permet de placer commodément les tuyaux d'arrivée et d'évacuation de l'eau et de visiter assez aisément les divers organes.

Pompes d'East-London. — Ces machines pour puits profonds ont été installées

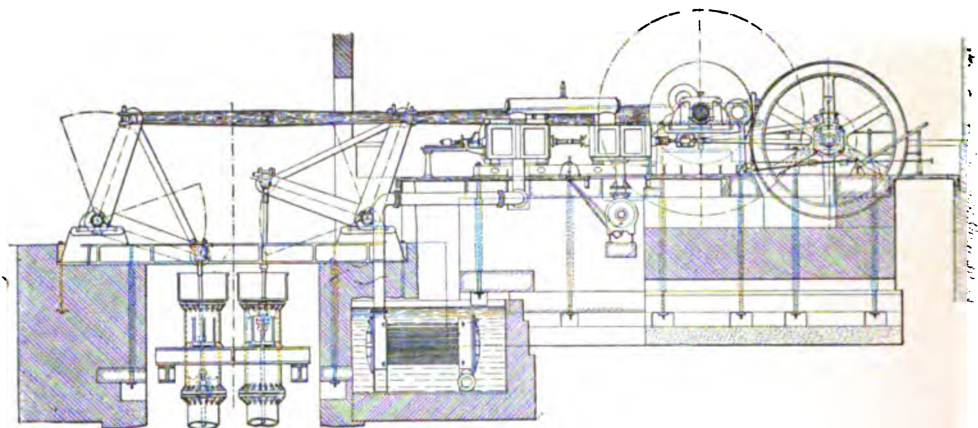


Fig. 341. — Pompes d'*East-London*.

à la station de Clingford Mill, pour assurer la distribution d'eau d'East-London ;

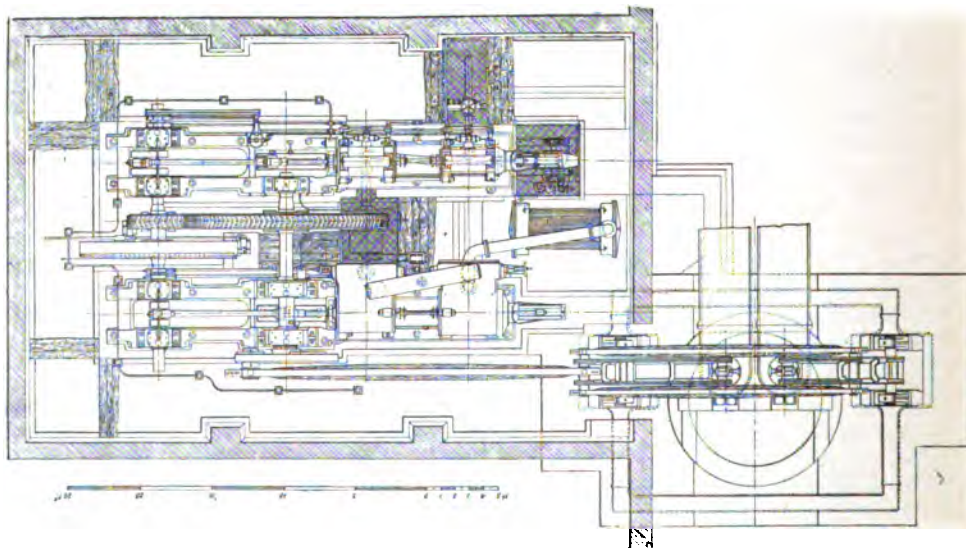


Fig. 342. — Pompes d'*East-London*.

elles sont construites par J. Cochrane, à Barrhead (près Glascow), et sont du type horizontal à quadruple expansion (*fig.* 341 et 342).

Le cylindre à haute pression et le premier cylindre intermédiaire agissent sur une manivelle; le deuxième cylindre intermédiaire et le cylindre à basse pression agissent sur une seconde manivelle, attaquant le même arbre que la première, mais calée à angle droit avec elle.

Les deux premiers cylindres sont munis d'une distribution par soupapes Corliss conduite directement par le régulateur; les deux derniers ont une distribution par tiroirs avec détente Meyer réglable à la main.

L'arbre moteur porte un pignon qui engrène avec un grand volant denté ralentisseur de vitesse, claveté sur l'arbre des pompes; la transmission du mouvement aux pompes se fait par l'intermédiaire d'une longue tige et de deux renvois de sonnette.

Les dimensions et données principales sont les suivantes :

Diamètre du cylindre à haute pression.	$0^{m},300$
— premier cylindre intermédiaire.	0 ,425
— second — —	0 ,600
— cylindre à haute pression.	0 ,750
Course commune.	0 ,750
Pression initiale de la vapeur	$11^{kg},2$
Nombre de tours de l'arbre principal par minute.	75
Diamètre des pompes	$0^{m},525$

Pompe de l'Arsenal de Woolwich. — Construite par MM. Taylor et Challen, de

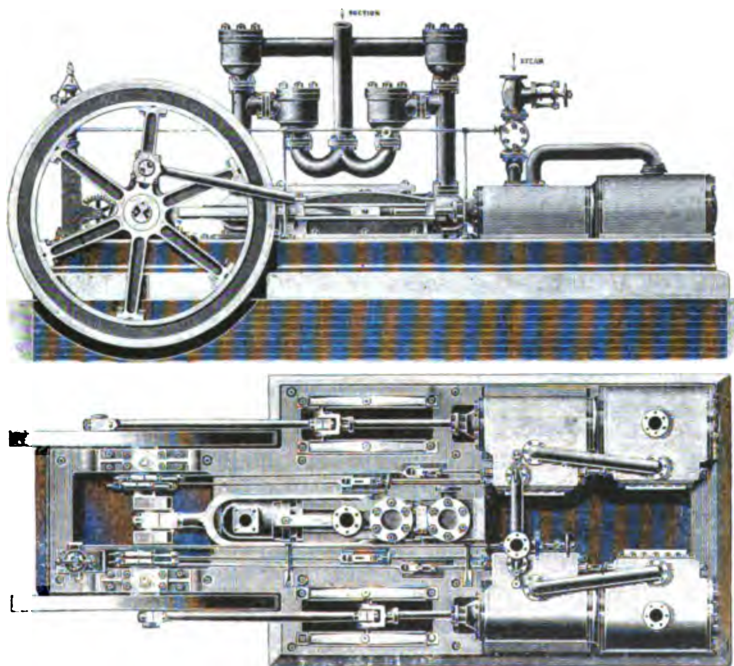


Fig. 343 et 344.

Birmingham, cette pompe est du type compound à double tandem (*fig.* 343 et 344).

Elle peut fournir 1.350 litres d'eau par minute à la pression de 56 kilogrammes par centimètre carré.

Il y a deux cylindres à haute pression de $0^m,275$ de diamètre et deux cylindres à basse pression de $0^m,375$ de diamètre. La course commune est de $0^m,900$. La pression de vapeur à l'admission est de $8^{kg},4$.

Il y a deux volants parallèles — un pour chaque tandem — montés sur l'arbre sur lequel est calée la bielle du plongeur. Celui-ci a $0^m,225$ de diamètre et $0^m,300$ de course. Les chapelles d'aspiration et de refoulement contiennent chacune 7 soupapes; les valves de refoulement ont 75 millimètres de diamètre; les soupapes n'ayant qu'une faible levée : 30 millimètres, les chocs sont aussi réduits que possible.

La puissance indiquée est de 202 chevaux; l'encombrement total est de $8^m \times 3^m \times 3$ mètres et le poids de l'ensemble est de 35 tonnes environ.

Pompe de Widnes. — Cette machine, destinée à l'alimentation d'eau de Widnes, a été construite par Halhorn Davey sur les plans de ce dernier.

C'est une machine compound (*fig.* 345) dont les cylindres ont $0^m,800$ et $1^m,500$ de diamètre et $1^m,87$ de course; cette machine actionne deux séries de pompes : deux pompes élévatoires de $0^m,460$ de diamètre et $1^m,95$ de course déversant l'eau dans une citerne au-dessous de la chambre des machines, et une pompe à double effet de même diamètre et de même course qui refoule cette eau dans les réservoirs. Sa machine commande les pompes par l'intermédiaire d'une poutre en bois et de deux balanciers en renvoi de sonnette.

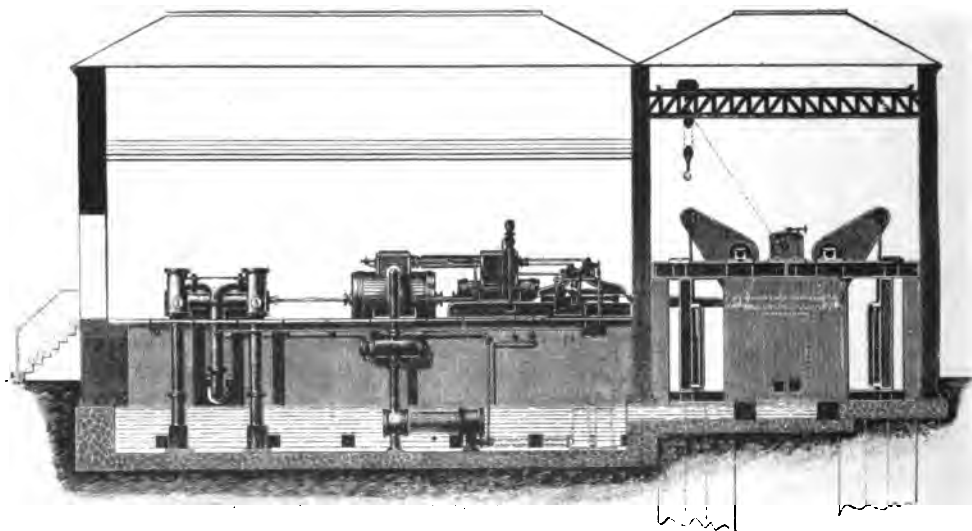


FIG. 345.

La municipalité exigeait une puissance de 243.000 kilogrammètres par kilogramme de combustible vaporisant 9 kilogrammes de vapeur; une vitesse minima de 11 courses par minute et un rendement en eau de 9.650 mètres cubes par jour. De nombreux essais furent faits et donnèrent, comme moyennes, les résultats suivants :

Vitesse de la machine par minute	12,5 courses
Eau pompée par jour.	11.650^{m3}
Puissance indiquée.	230 chevaux
Rendement mécanique.	87 0/0
Dépense de vapeur par cheval-heure indiqué :	
— à la machine.	7 kgs.
— à la pompe.	8^{kg},1
Puissance par kilogramme de combustible	296.000 kgms.

Pompes de Rotterdam. — Ces machines, représentées figure 346, ont été construites par les usines de Feymoord (Hollande). Ce sont des machines à triple expansion dont chaque cylindre actionne une pompe horizontale à double effet.

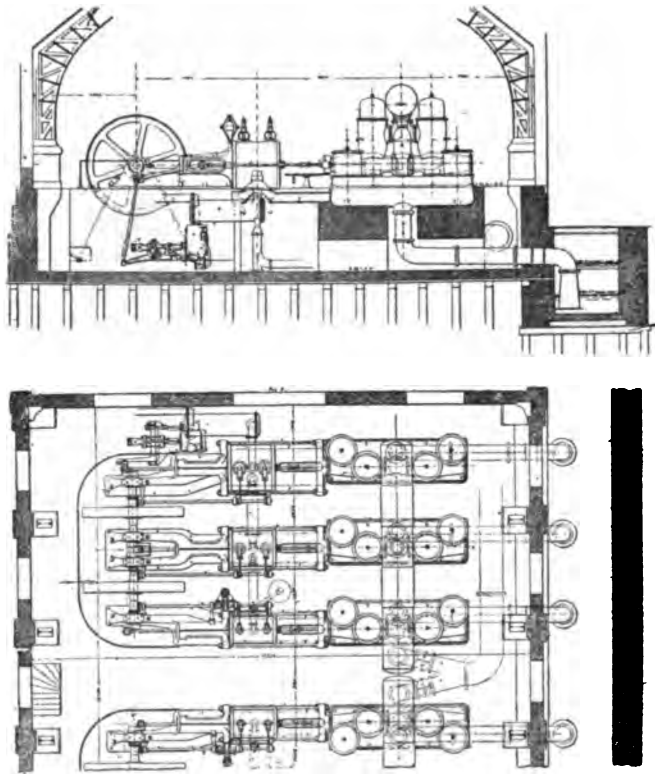


Fig. 346.

Les diamètres des cylindres sont 0^m,400, 0^m,620 et 0^m,920. La course commune est de 0^m,900.

Deux volants de 3^m,50 de diamètre régularisent le mouvement. La distribution est assurée par soupapes avec détente variable au régulateur pour le petit cylindre seulement. Les cylindres sont munis d'enveloppes de vapeur. Le condenseur à surfaces a 45 mètres carrés; la pompe à air est à double effet avec un diamètre de 0^m,310 et une course de 0^m,280.

Les pompes sont du type Girard à piston plongeur et à double effet; le plongeur a 0^m,390 de diamètre et 0^m,900 de course; les trois pompes ont un réservoir d'air

commun de 1^{m},20 de diamètre et 8^{m},07 de long. Les clapets sont formés de 7 anneaux de bronze ayant des diamètres croissants par 100 millimètres de 0^{m},220 à 0^{m},820, et battant sur des sièges en fonte.

La vapeur est fournie par la chaudière à 12 kilogrammes; la vitesse est de 43 tours par minute, et, dans ces conditions, chaque machine refoule 26^{m^3},7 d'eau sous 30 mètres de charge. La dépense de vapeur est de 6^{kg},635 par cheval-heure en eau montée. Le rapport de la puissance en eau montée à la puissance indiquée (rendement organique) est de 0,85.

Si on admet une vaporisation de 10 kilogrammes de vapeur par kilogramme de charbon, on trouve une puissance de 407.000 kilogrammètres en eau montée par kilogramme de charbon.

Pompes Audemar-Guyon. — *Pompe Audemar-Guyon à 4 pistons et à courant*

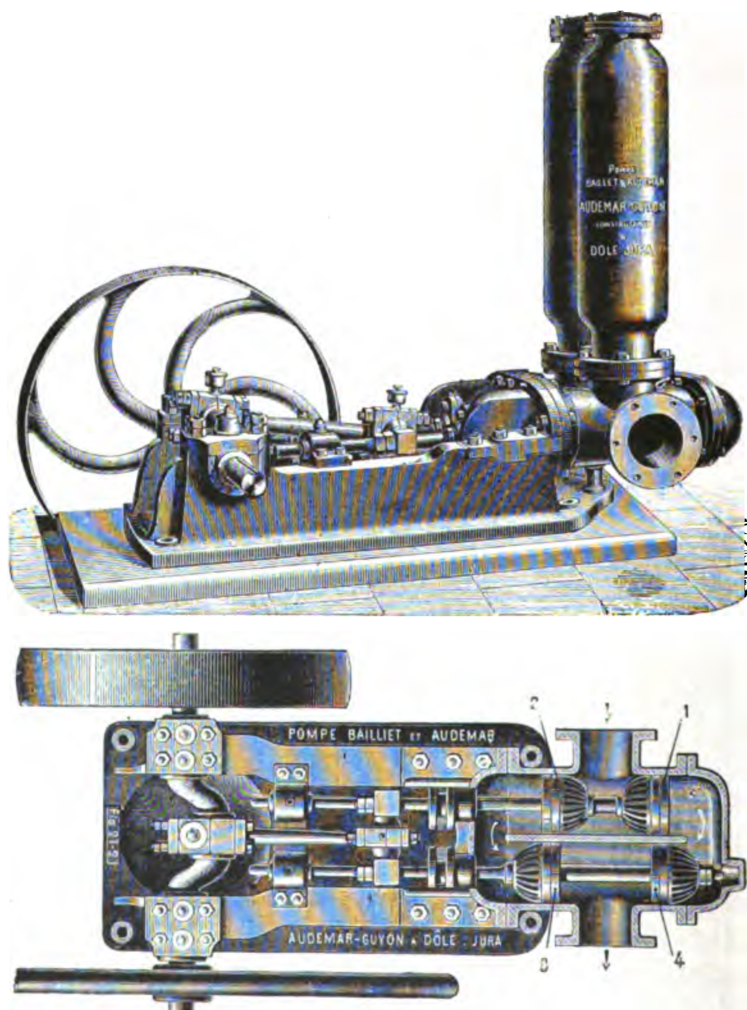


Fig. 347 et 348.

continu. — Le but des constructeurs était de réunir les avantages des pompes rota-

tives à ceux des pompes à mouvement alternatif : aux premières ils ont cherché à emprunter le mouvement continu de l'eau, sans changements de direction, sans arrêts brusques, ce qui permet alors d'augmenter la vitesse sans inconvénients ; aux secondes, ils ont demandé l'étanchéité des garnitures, la facilité de construction, de montage et d'entretien.

La pompe considérée n'a point de clapets s'opposant au mouvement libre et continu de l'eau, elle semble pouvoir marcher à des vitesses quelconques ; l'étanchéité des pistons y est assurée ; mais il faut remarquer que les frottements des 4 pistons sont une sérieuse augmentation des résistances passives et que, d'autre part, les dimensions même des tuyaux d'aspiration et de refoulement limitent la vitesse de la machine, si on ne veut avoir une accélération exagérée dans ces conduites entraînant des frottements considérables.

Le type dont il s'agit ici se compose (*fig.* 347 et 348) de deux corps cylindriques venus de fonte d'un seul jet, dont l'un communique directement et en son milieu avec l'aspiration et dont l'autre se trouve dans les mêmes conditions par rapport au refoulement. Les fonds sont bombés et permettent le libre passage de l'eau d'un corps de pompe dans l'autre. Les pistons, qui sont de véritables soupapes à grilles, sont fixés deux à deux sur une même tige disposée de façon que ceux qui se meuvent dans le corps de pompe en relation avec l'aspiration s'ouvrent dans la course du milieu vers les fonds, tandis que les autres s'ouvrent en revenant des fonds vers le milieu.

Une bielle commandée par un arbre coudé mis en mouvement par une courroie ou un moteur donne le mouvement à la crosse, à laquelle sont fixées les 2 tiges. Le guidage des pistons est assuré par le glissement dans des guides-cylindres, fixés par boulons au bâti dans le prolongement des tiges.

Supposons maintenant l'appareil en marche. Lorsque l'ensemble se déplace vers la gauche, l'eau contenue en avant de 2, dont les clapets sont fermés, est refoulée au travers de ceux de 3, qui sont ouverts ; tandis que 4, dont les clapets sont fermés, aspire au travers de ceux de 1, qui sont ouverts. Dans la marche en sens inverse, le contraire se produit et on voit qu'il y a mouvement de l'eau d'une façon continue de l'aspiration vers le refoulement. Si, à cela, on ajoute maintenant que chaque corps de pompe porte un réservoir d'air vertical, on comprendra les causes de la régularité du débit.

Deux pompes de ce type figuraient à l'Exposition de 1900 : la plus petite et la plus grosse de la série.

En voici les principales dimensions :

	Grosse pompe.	Petite pompe.
Diamètre des pistons.	300 millim.	105 millim.
Course	200 —	40 —
Diamètre des orifices d'asp. et de ref.	255 —	60 —
Volume engendré par tour.	56lit,4	1lit,37
Nombre de tours par minute. . . .	55	135
Débit par heure	170m3	10m3
Dimensions.	2m,40 × 1m,06	0m,70 × 0m,27
Poids	2400 kgs.	135 kgs.

La hauteur moyenne d'élévation d'eau est d'environ 25 mètres.

Pompe compound Audemar-Guyon. — La nouvelle pompe compound brevetée par MM. Audemar-Guyon est caractérisée par l'emploi de deux pistons de diamètres tels que la surface de l'un est double de celle de l'autre, et aussi par l'emploi seulement de 2 soupapes, au lieu de 4 qu'exigent d'ordinaire les pompes à double effet et à deux corps.

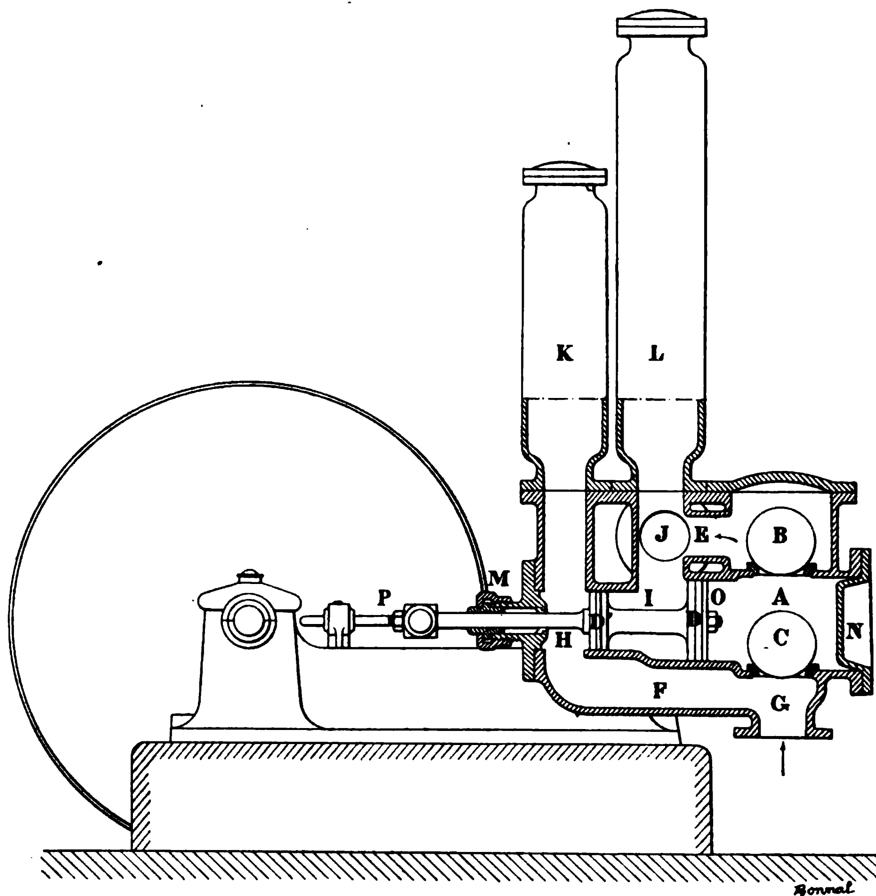


Fig. 349.

Les 2 pistons D′ et D (*fig.* 349), munis de segments en fonte, sont d'une seule pièce, et le manchon creux qui les unit livre passage à la tige sur laquelle ils sont fixés, et dont le mouvement est provoqué par une bielle articulée à un arbre coudé.

La boîte à clapets A, située à l'arrière du grand cylindre, contient les 2 clapets B et C qui ferment l'un l'aspiration, l'autre le refoulement. Deux réservoirs d'air K et L assurent la régularité du débit en même temps qu'ils évitent les coups de bélier. La pompe est commandée par courroie au moyen de la poulie-volant calée sur l'arbre coudé.

La marche de l'eau est facile à suivre; lorsque les pistons se déplacent vers la gauche, l'aspiration produite par le grand disque cause le soulèvement de C, et l'eau

contenue dans F et G pénètre dans le corps de pompe ; cette rentrée est aidée par le petit piston D′, qui chasse l'eau de F vers A. Pendant la course en sens inverse, D′ aspire dans la conduite F, tandis que, sur son autre face, il refoule avec D l'eau contenue en I et en A. Le presse-étoupe M empêche les pertes que le passage de la tige pourrait produire, pertes qui sont d'autant plus faibles que dans l'espace H règne seulement le vide très faible de l'aspiration produite dans une course par D et dans l'autre par D′. Les fuites, s'il y en a, ne peuvent donc avoir pour conséquence que des rentrées d'air, et non des pertes de liquide. Néanmoins il est utile, au point de vue du rendement, de maintenir M étanche, car l'effet de la pression atmosphérique qui peut se produire par là diminuerait l'aspiration.

Les deux pompes exposées ont les dimensions suivantes :

Diamètre du grand piston.	104 millim.	340 millim.
Diamètre du petit	73 —	240 —
Course	40 —	210 —
Diamètre des orifices	30 —	170 —
Volume engendré par tour	$0^{l},34$	$19^{l},10$
Nombre de tours maximum.	150	65
Débit à l'heure	$2^{m3}\ ^{1}/_{2}$	66^{m3}

La disposition des clapets peut changer suivant la dimension de la pompe et les matières à pomper.

Par son étanchéité, cette pompe se recommande pour déplacer les liquides dont on veut éviter la perte à cause de leur inflammabilité (pétrole) ou de leur prix élevé (alcool).

Pompe Audemar-Guyon à deux pistons et à courant continu. — Elle est fixée sur un bâti analogue à celui de la précédente, et est également commandée par courroie sur une poulie-volant (*fig.* 350).

Elle est munie de 2 pistons à clapets à grille du système Baillet et Audemar, tournés l'un vers l'autre, et se déplaçant dans un corps de pompe dont le milieu est en communication directe et constante avec l'aspiration et dont les extrémités, fermées au repos par des clapets, débouchent dans le refoulement. Nous avons toujours, comme dans toutes les pompes à mouvement alternatif, un réservoir d'air sur l'arrivée et un sur la sortie de l'eau.

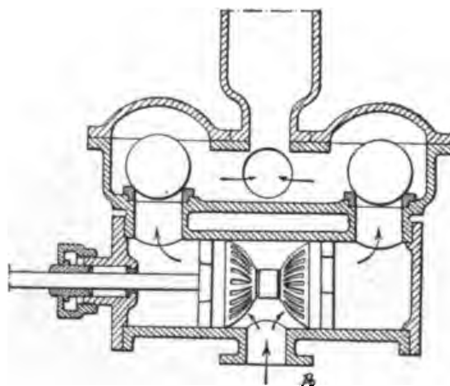


FIG. 350.

Voici comment s'établit la continuité du courant de l'eau dans cette machine. Partons du point où sont les pistons sur la figure schématique et supposons que la machine soit en marche depuis quelque temps déjà.

Le mouvement vers la gauche produit la fermeture des clapets du piston de gauche qui, pendant ce temps, aspire sur une de ses faces et refoule sur l'autre; tandis que celui de droite, dont les clapets sont restés ouverts, laisse passer dans

l'extrémité droite du corps de pompe l'eau aspirée par l'autre piston. Dans l'autre marche, l'inverse se produit. Comme on le voit, l'eau suit le chemin bien continu montré par les flèches, et il ne se produit pas ces rebroussements ni ces changements de sens qui sont toujours la cause de l'usure rapide des clapets et de l'irrégularité du débit.

On voit qu'en somme cette pompe, du même principe que celle à 4 pistons, en diffère cependant par le remplacement de 2 pistons par 2 clapets. Ainsi on diminue le nombre de tiges, celui de presse-étoupes, et, comme conséquence, on réduit les frottements. On a ainsi une machine plus robuste, moins délicate à conduire et dont le rendement doit être plutôt plus avantageux ; le tout doit sacrifier la continuité du débit.

Les proportions entre les différentes données de ces pompes varient avec la hauteur du refoulement (20, 30 ou 40 mètres).

Comme dans la machine précédente, les soupapes peuvent être modifiées suivant la nature des liquides à pomper. Deux de ces pompes ont été exposées à la classe 21. Leurs principales caractéristiques sont :

Hauteur de refoulement.	20 mètres	40 mètres
Diamètre des pistons	160 mm.	365 mm.
Course.	40	175
Volume engendré par tour	$1^{lit},61$	$36^{lit},6$
Diamètres des orifices.	90 mm.	220 mm.
Nombre de tours maximum.	150	65
Débit à l'heure	13^{m3}	130^{m3}
Diamètre de la poulie-volant	$0^{m},700$	$2^{m},100$
Largeur —	70 mm.	350 mm.

Pompe Baillet et Gronier. — Le principe de cette pompe est identique à celui de la pompe Audemar-Guyon ; mais ce qui caractérise ce type, c'est, d'une part, l'accouplement de trois pompes Audemar et, d'autre part, la commande par un plateau hélicoïdal qui transforme un mouvement circulaire continu en un mouvement rectiligne alternatif parallèlement à l'axe de rotation.

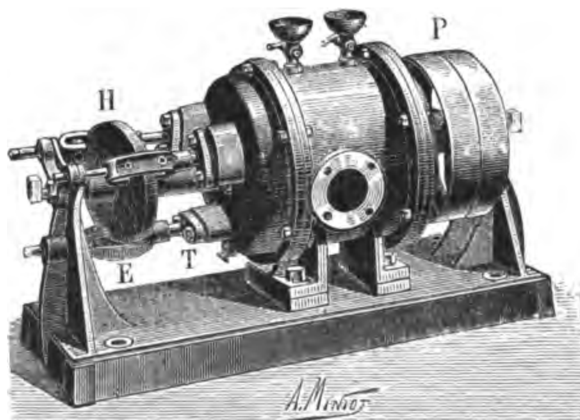


Fig. 351.

Les figures 351 à 353 montrent la disposition des trois pompes genre Audemar-Guyon, renfermées dans une bâche en fonte.

Les 6 cylindres, conjugués deux à deux, sont aux sommets d'un hexagone régulier, et, d'autre part, l'aspiration et le refoulement sont diamétralement opposés. Si maintenant on considère les 12 tronçons cylindriques, on voit que 3 d'entre

eux (tels que 2) plongent directement dans la chambre d'aspiration, 3 autres (tels que 3) plongent directement dans la chambre de refoulement, les 6 autres faisant communiquer les deux chambres. Les 6 premiers sont montés en porte-à-faux sur les cloisons extrêmes, les 6 derniers s'appuient sur deux cloisons consécutives. Les cloisons sont venues de fonte avec le corps de pompe extérieur.

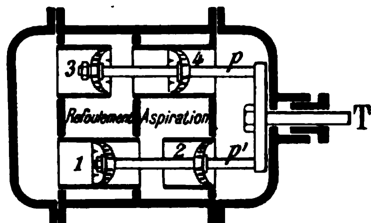


Fig. 352.

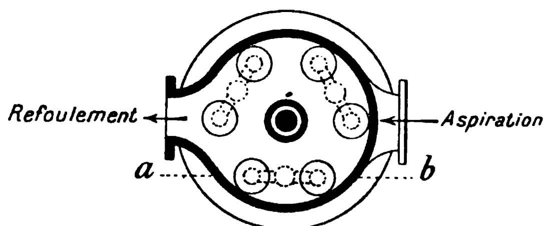


Fig. 353.

La figure 351 donne une vue d'ensemble de l'appareil. Il est à remarquer le dispositif grâce auquel le mouvement circulaire des poulies motrices P est transformé en un mouvement de va-et-vient actionnant les trois tiges telles que T. L'arbre qui porte les poulies porte aussi un plateau hélicoïdal H, dont le pas correspond à la course même de la pompe; les trois tiges T portent des étriers fixes E, qui viennent embrasser le plateau en 3 points équidistants; elles parcourront donc successivement le même chemin et feront par suite faire exactement le même travail aux pompes qu'elles actionnent. Les divers organes parcourant des espaces égaux pendant des temps égaux, l'eau prendra une vitesse uniforme et l'absence de coups de bélier permet de se passer de réservoir d'air.

Dans ces conditions, la vitesse de la pompe et son débit peuvent être notablement accrus ; c'est ainsi que le type à 6 cylindres de 60 millimètres de diamètre peut débiter 10 à 15 mètres cubes à l'heure, suivant que la poulie tourne à 150 ou 200 tours à la minute.

Cet appareil est peu encombrant, facile à entretenir et peu coûteux; le faible diamètre des pistons permet d'obtenir de fortes élévations. On peut l'employer au transvasement des liquides, à fond de cale des navires, etc.

Pompe Decoudun à courant continu. — La pompe *Decoudun* est caractérisée par l'emploi de 2 pistons et l'absence de boîtes à clapets ; elle se compose de 2 corps fixés aux extrémités du bâti et ayant le même axe. Les tiges de piston sont (*fig.* 354, 355 et 356) réunies par un bloc qui porte une rainure verticale dans laquelle peut glisser le manneton d'un plateau-manivelle mû par courroie. Les deux corps sont en communication entre eux comme le montrent les figures, et l'un d'eux communique avec l'aspi-

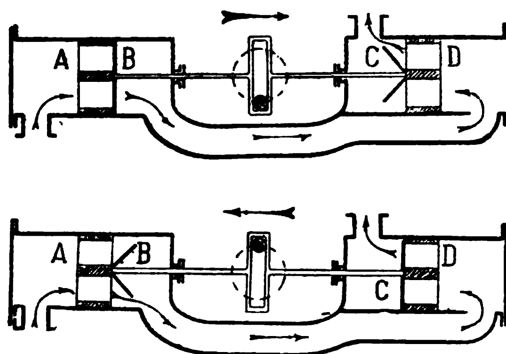


Fig. 354 et 355.

ration, tandis que l'autre porte le réservoir d'air à la base duquel est branché le refoulement.

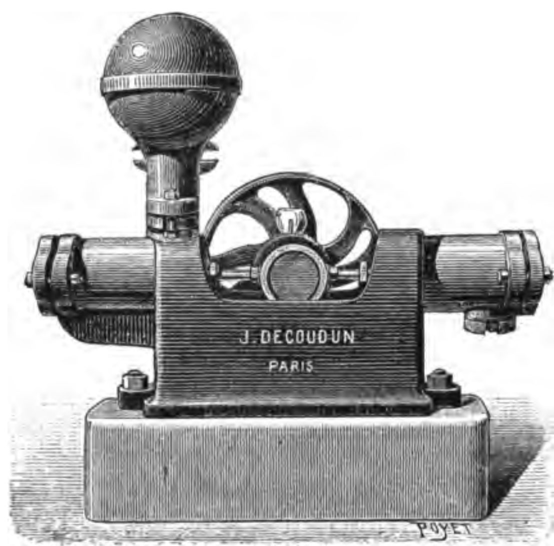


Fig. 356.

Les pistons portent des clapets sur leurs faces les plus voisines des presse-étoupes. Pendant la course de gauche à droite, le piston A, dont les clapets sont fermés, aspire une certaine quantité d'eau derrière lui, pendant qu'il refoule sur son autre face au travers de D, dont les clapets C sont ouverts. Pendant la marche en sens inverse, D refoule l'eau qu'il a devant lui et aspire au travers de A, dont les clapets B sont ouverts.

La marche de l'eau est donc bien continue. Voici les dimensions principales des deux types exposés pouvant servir à l'élévation de liquides quelconques, acides ou non — épais ou clairs — froids ou chauds :

Diamètre des pistons.	85 millim.	140 millim.
Course	80 —	100 —
Diamètre des tuyaux aspiration et refoulement.	40 —	80 —
Diamètre de la poulie de commande.	300 —	600 —
Largeur.	70 —	110 —
Nombre de tours	125	110
Débit à l'heure	4.500 litres	14.500 litres
Encombrement.	$0^m,80/0^m,53$	$1^m,463/1^m,10$

Pompe circulaire à 6 corps, système Dumontant. — La pompe circulaire à 6 corps, exposée en 1900 par la maison Dumontant, était analogue à celle à 7 corps qu'elle a fournie pour l'élévation des eaux du ruisseau le Magnan à la crête du Mont-Chauve, et dont la description très complète a été donnée dans le volume XXXI de la publication industrielle d'Armengaud aîné.

La construction des deux forts situés aux environs de Nice, sur les monts dénudés de Tourette et d'Aspremont, ayant l'un 783 mètres et l'autre 854 mètres d'altitude, a nécessité l'emploi de pompes élévatoires pouvant refouler, à une grande hauteur, l'eau nécessaire à l'alimentation des ouvriers, des chevaux, de la machine à vapeur, etc.

Les chances nombreuses d'avoir de très forts coups de bélier dans les conduits en employant une pompe à double effet ordinaire (même en les munissant de réservoirs d'air) ont poussé à l'emploi de ce système particulier, dans lequel la

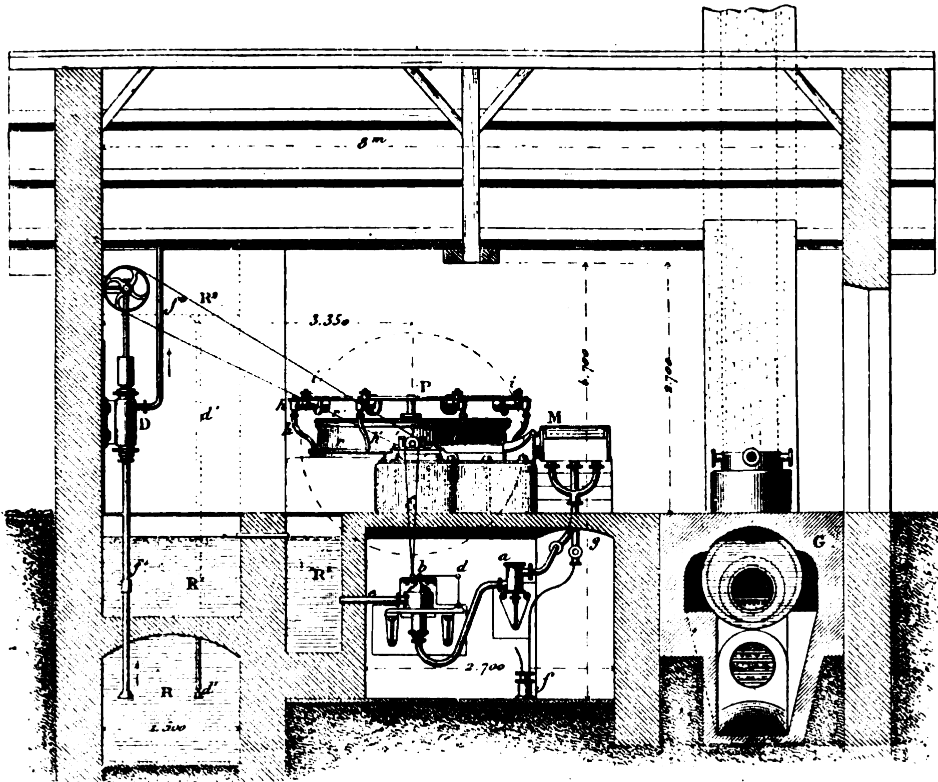


Fig. 357. — Pompe *Dumontant*. Installation du Magnan. — Coupe longitudinale.

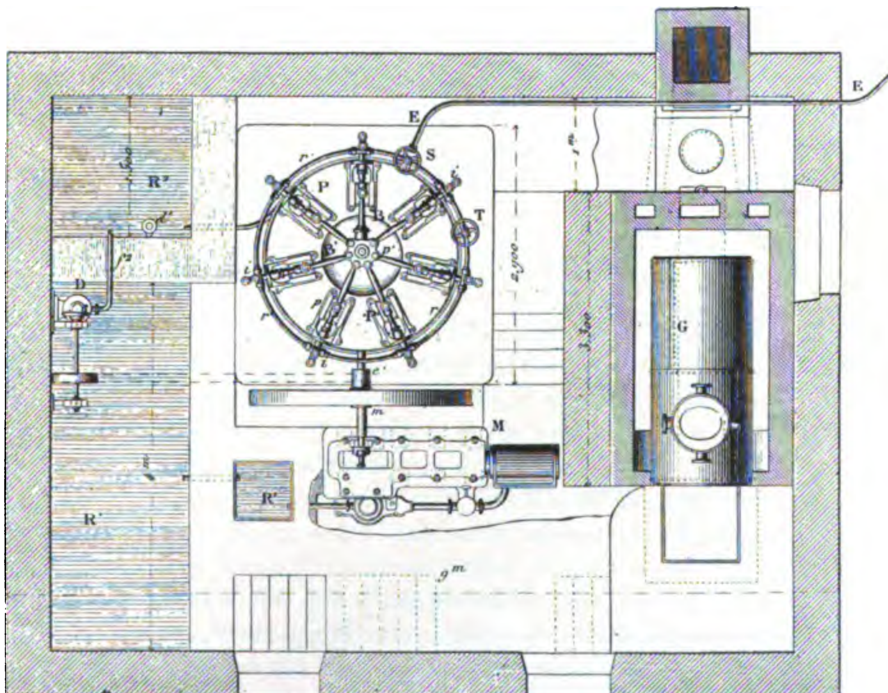


Fig. 358. — Plan.

multiplicité des effets et leur croisement assurent une remarquable régularité du débit.

La pompe (*fig.* 357 et 358) se compose d'une cuve circulaire en fonte constituant le bâti P, au centre duquel tourne l'arbre A, vertical à manivelle, qui la commande (*fig.* 359). Sur ce bâti P, sont boulonnées les glissières P' des 7 pompes aspirantes et foulantes à simple effet, disposées suivant les rayons du bâti circulaire. La seule particularité de ces pompes, c'est que les clapets coniques d'aspiration et de refoulement sont munis de longues tiges qui assurent leur guidage. Ils sont contenus dans des boîtes en bronze venues de fonte avec les corps de pompe dans lesquels se meuvent les plongeurs attachés au plateau de commande p' par les bielles B'.

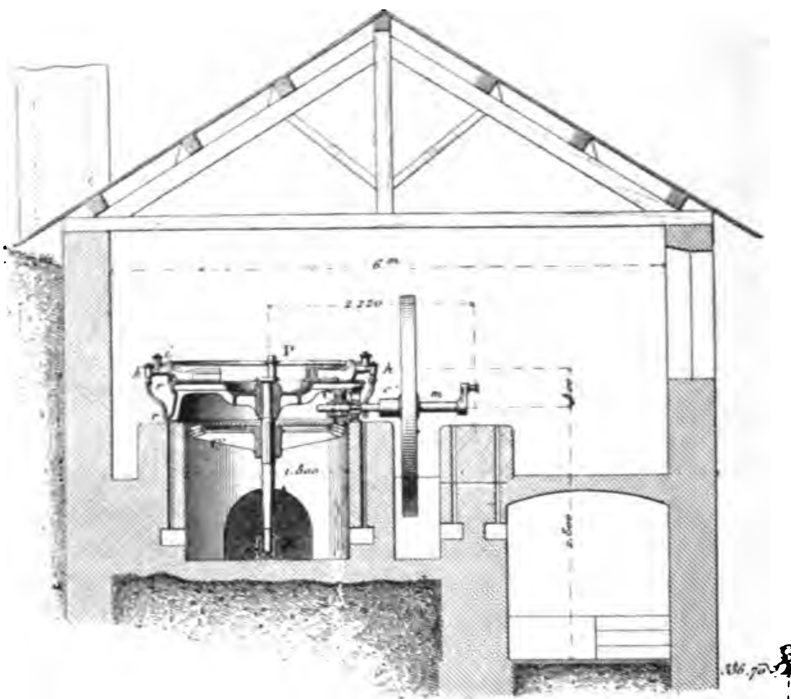


FIG. 359. — Coupe transversale.

Afin de diminuer l'effort de cisaillement qui s'exerce, surtout pendant le refoulement, sur les tourillons réunissant les bielles au plateau, on tourne cylindriques les deux têtes de chacune de ces bielles B', et elles sont ajustées dans des demi-coussinets en bronze kl, placés les uns sur le plateau p', les autres dans les crosses des plongeurs. De cette façon, l'effort assez considérable nécessaire au refoulement est transmis directement par les bielles.

La régularité du mouvement donné par l'arbre coudé vertical A au plateau de commande p' est assurée par la liaison rigide à emmanchement par clavette d'une des bielles indiquée en B sur les figures 357 à 361. Elle n'aurait pas existé si les sept bielles B' eussent été toutes articulées sur le plateau p'.

L'eau n'est pas aspirée par cette pompe, elle est fournie, en charge, par un

réservoir R^2, où elle est envoyée au moyen d'une pompe verticale commandée par la même machine à vapeur. De plus, on évite ainsi l'engorgement des organes de l'appareil principal par les matières étrangères contenues dans l'eau ; en effet, l'eau, dans son passage dans le réservoir R^2, y peut déposer ses impuretés.

De là, l'eau passe facilement dans le collecteur d'aspiration de la pompe principale, qui est circulaire, comme d'ailleurs celui de refoulement. Un robinet T peut établir la communication entre les deux. Ce dispositif permet de faciliter la mise en marche, car, le moteur attaquant directement la pompe, le départ serait par trop difficile si, pendant quelques tours, l'effort résistant n'était pas diminué par ce retour d'eau. Lorsque la machine est lancée, on ferme petit à petit ce robinet T, après avoir préalablement ouvert celui S placé sur le refoulement.

Le robinet S est une sorte de soupape d'arrêt, dont on peut faire varier la course au moyen d'une vis jusqu'à l'annuler et obtenir ainsi la fermeture; lorsqu'il est ouvert, il peut se refermer de lui-même, et empêcher ainsi la pompe de ressentir les chocs qui pourraient naître dans la colonne de refoulement. C'est, en somme, un véritable clapet de refoulement à levée réglable.

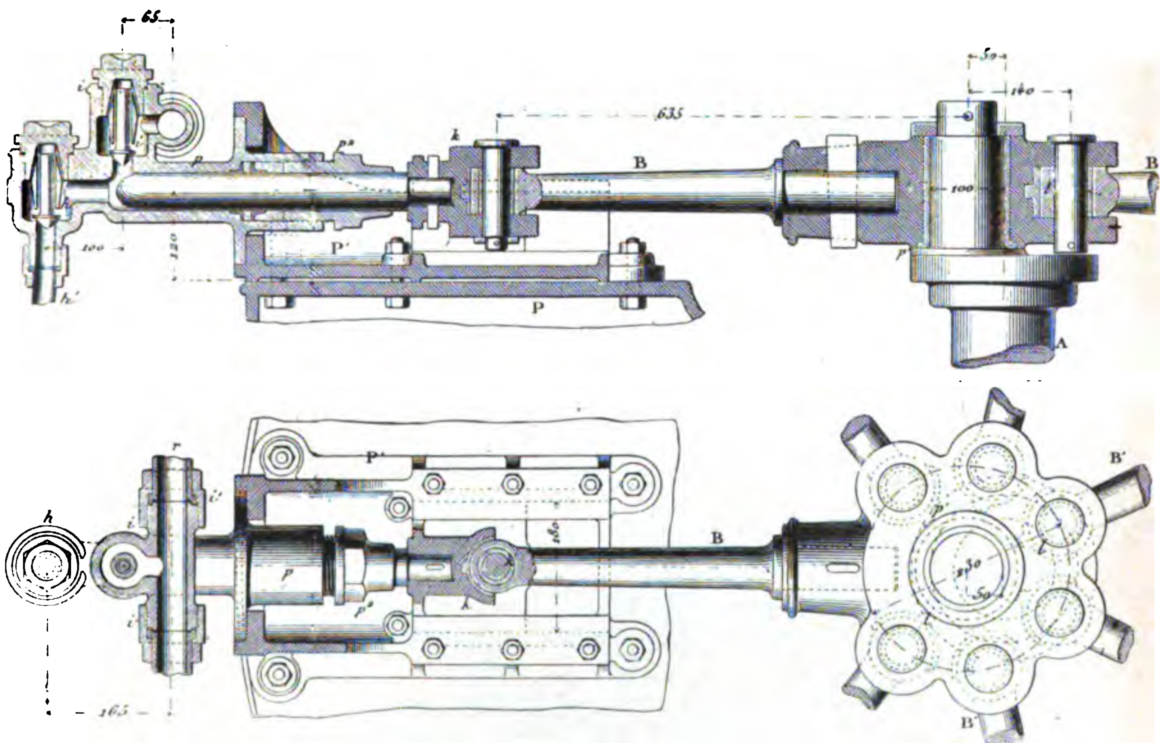


Fig. 360 et 361. — Détail d'une pompe *Dumontant*.

Le moteur ne présente rien de particulier; il consiste simplement en une machine horizontale à haute pression, à détente et à condensation. L'arbre de couche porte un pignon d'angle C (*fig.* 359) qui engrène avec une roue C', calée sur l'arbre vertical à manivelle A.

Les caractéristiques de l'installation du *Magnan* étaient les suivantes :

Nombre de corps de pompes	7
Diamètre des plongeurs	50 millimètres
Course des plongeurs.	100 —
Épaisseur du corps	15 —
Volume d'eau refoulée par coup de piston . . .	$0^{lit},196$
— par tour.	1 ,232
Diamètre des sièges des soupapes	25 millimètres
Levée des soupapes	12 —
Section de passage	942^{mm2}
Vitesse d'écoulement	$0^{m},187$
Diamètre du bouton de manivelle de commande.	100 millimètres
Débit de la pompe de mise en charge par seconde.	$0^{lit},686$ à $1^{lit},372$
Hauteur totale de refoulement	513 millimètres
Débit à l'heure (aux essais).	2.309 litres
Rendement de la pompe.	$0^{lit},94$

La pompe exposée a subi de légères modifications; le bâti ne possède pas de glissières qui, en somme, font double emploi avec la bielle directrice clavetée sur le plateau *p'*; le rendement s'en trouve amélioré, puisqu'il s'ensuit une diminution des frottements; de plus, elle n'a que 6 corps au lieu de 7, et ils sont en fonte avec garniture en bronze; enfin les plongeurs sont creux et articulés directement avec les bielles; ses dimensions principales sont les suivantes :

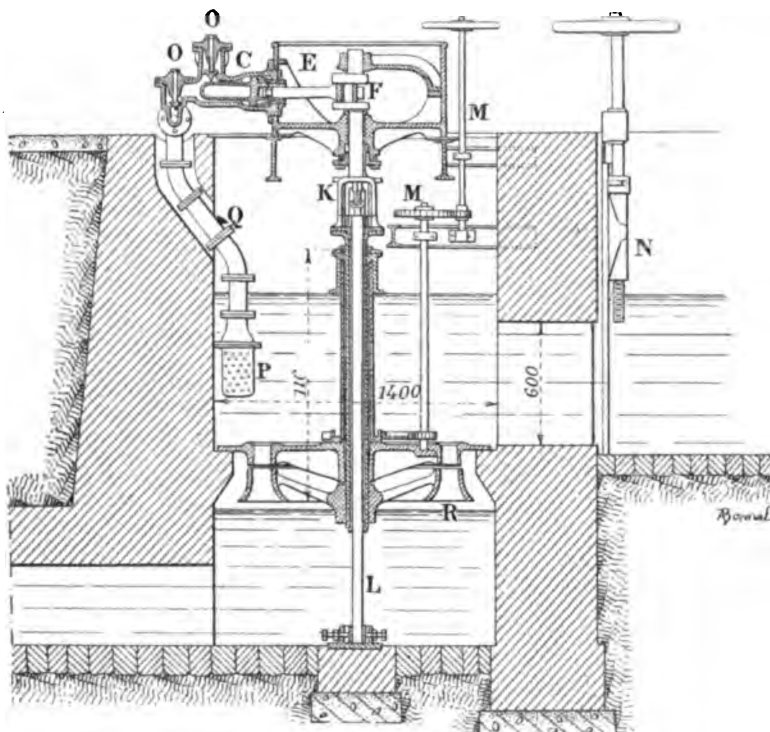
Diamètre des pistons.	100 millimètres
Course des pistons.	110 —
Nombre de tours.	56
Volume théorique résultant.	$17^{m3},171$ à l'heure
Volume réel élevé	16^{m3}

Elle a été éprouvée à une pression de 50 kilogrammes, quoique ayant été calculée pour travailler à 40, c'est-à-dire pour refouler à 400 mètres.

Il est évident que la commande de ces pompes peut s'obtenir d'une façon quelconque; ainsi celle qui fonctionnait à l'Exposition était mise en marche par une dynamo. Dans une installation faite pour la Compagnie générale des Eaux de France, la pompe est commandée directement par une turbine au-dessus de laquelle elle est installée (*fig*. 362 et 363).

Pompe Dumontant à grande vitesse et à clapets équilibrés. — Le coût d'une pompe circulaire comme celle que nous venons de décrire étant assez élevé, son emploi se limite nécessairement aux très grandes hauteurs de refoulement, car les autres se peuvent obtenir au moyen d'appareils plus simples et moins coûteux. M. Dumontant a cherché un appareil remplissant ces conditions, donnant un débit uniforme, et fonctionnant sans chocs malgré une grande vitesse de marche; il a créé la pompe à grande vitesse, à double effet et à clapets équilibrés, dont deux modèles figuraient à l'Exposition. Ces pompes marchent à 80 et même 150 tours par minute. En voici la description :

La pompe se compose (*fig.* 364 et 365) d'une capacité en fonte d'une forme à peu près cubique et partagée dans le sens de la longueur de manière à fournir trois compartiments, dont l'un est en communication avec l'aspiration, l'autre avec



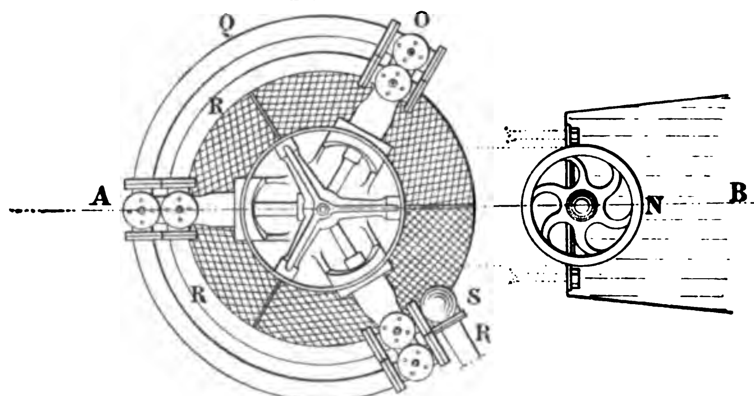


Fig. 362 et 363. — Pompe *Dumontant* actionnée par une turbine.

le refoulement, et celui du milieu fait office de corps de pompe en bronze et rapporté.

Les clapets d'aspiration, au nombre de deux, comme ceux de refoulement, sont disposés sur les cloisons de séparation, et ont ainsi leurs sièges dans un plan ver-

tical. Des évidements obturés par des glaces permettent d'en surveiller le fonctionnement.

Le piston est également en bronze et n'a pas de garnitures, sa tige est fixée à un coulisseau mis en mouvement par une bielle commandée par un arbre coudé. La suppression des garnitures résulte d'essais faits par la maison en présence de M. Guibal, ingénieur en chef des Ponts et Chaussées. On avait enlevé le fond arrière d'une pompe marchant à 60 tours, et débitant 10 litres par coup de piston; l'eau recueillie sur la face arrière du piston n'atteignait pas 10 grammes par course. Dans le cas de la figure, l'arbre coudé porte un volant, une poulie fixe et une poulie folle. Cette dernière est supprimée lorsqu'on se sert d'une dynamo pour la conduite.

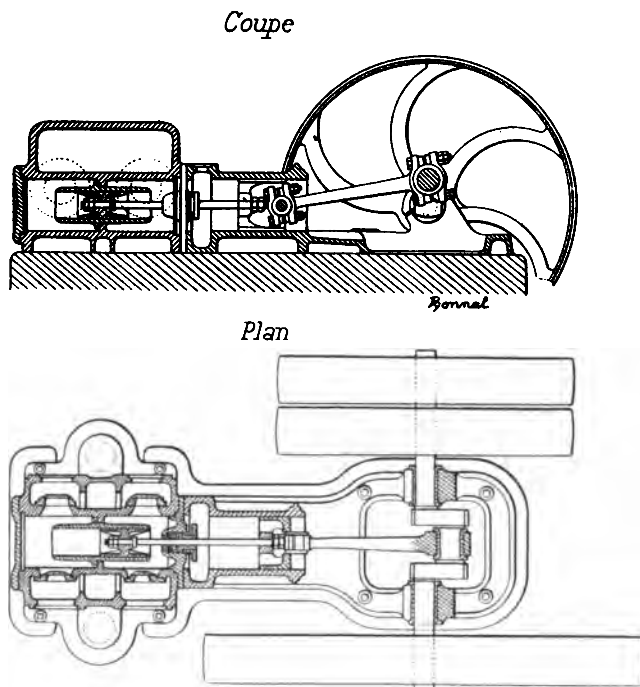


Fig. 364 et 365.

La caractéristique de cette machine réside dans la forme et la disposition qu'il a fallu donner aux clapets pour pouvoir réaliser une aussi grande vitesse. Les figures 366 à 370 en donnent les détails. On a adopté, pour maintenir les clapets sur leurs sièges, des ressorts en spirale, d'abord parce qu'ils évitent une trop grande longueur de ressorts, ensuite parce qu'ils sont réglables au moyen d'un rochet monté sur une broche.

Le but poursuivi dans l'établissement de ces ressorts est le suivant : ils doivent n'exercer qu'un très faible effort sur la position de repos, et au contraire charger la position d'ouverture maxima d'un poids précisément égal à la pression d'eau agissant dans l'autre sens. On aura ainsi un clapet s'ouvrant progressivement au fur et à mesure que la vitesse de l'eau augmente, et s'abaissant avec une progressivité analogue : c'est évidemment le fonctionnement-type.

M. Dumontant, pour l'établissement de ses ressorts, a fait divers calculs théoriques; mais c'est, en pratique, au moyen d'expériences directes qu'il fixe pour chaque type de pompe les dimensions des ressorts et leur longueur d'enroulement en spirales.

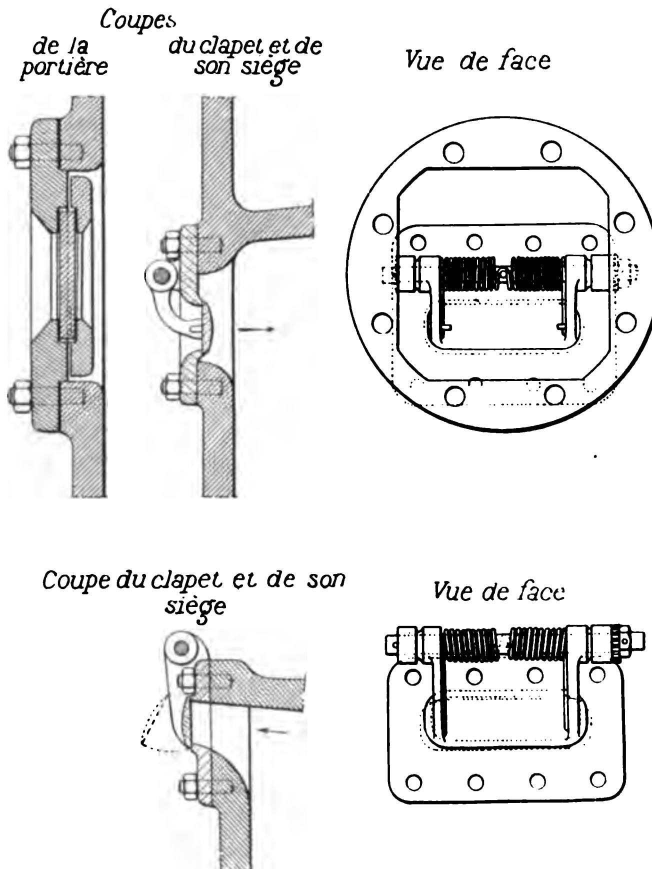


FIG. 366, 367, 368, 369 et 370.

Les pompes n'ont pas de réservoirs d'air, ou du moins ne semblent pas en avoir; mais il faut remarquer que les clapets d'aspiration et de refoulement sont placés à la partie inférieure des compartiments latéraux, et que, de la sorte, ceux-ci fonctionnent tant à l'aspiration qu'au refoulement, comme de véritables réservoirs d'air.

Voici les caractéristiques des deux pompes exposées :

	La petite.	La grande.
Diamètre du piston	0^{m},090	0^{m},125
Course du piston	0 ,100	0 ,200
Vitesse de régime (par minute). . .	150 tours	80 tours
Volume théorique engendré à l'heure.	11.730 litres	24.900 litres
Volume réel refoulé à l'heure. . . .	10.020 —	22.400 —
Rendement	85 p. 0/0	90 p. 0/0
Hauteur de refoulement.	50 mètres	50 mètres

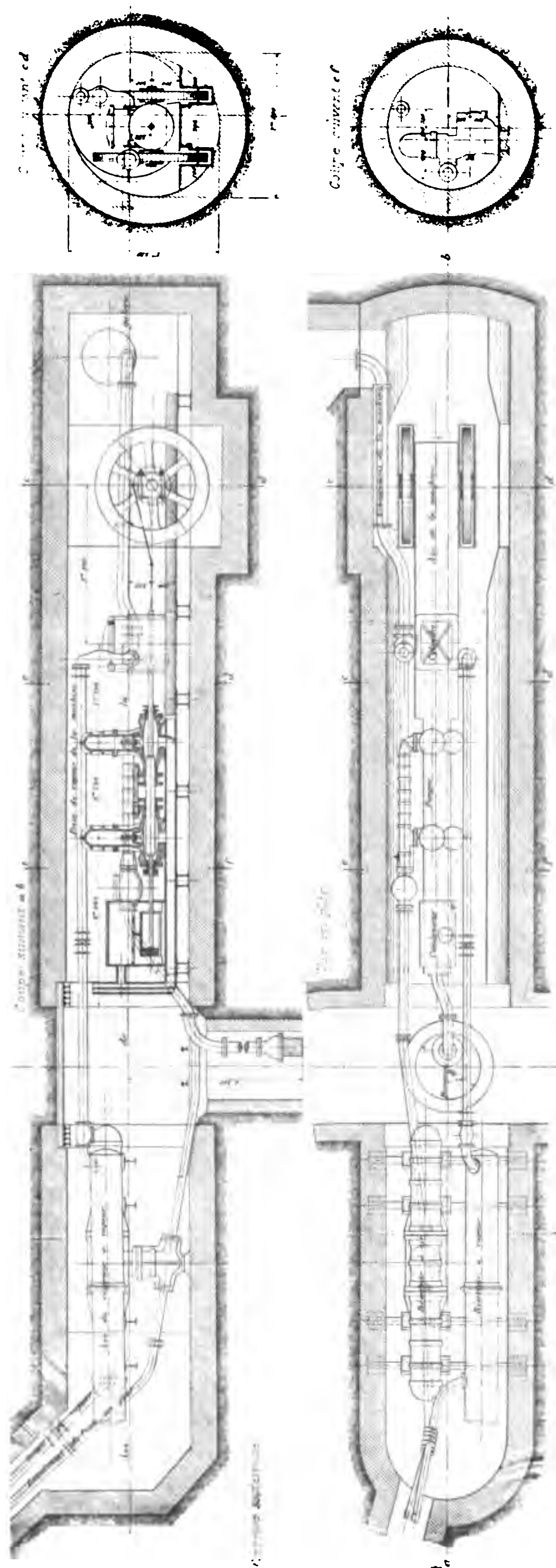


Fig. 371, 372, 373 et 374.

Pompe horizontale de Bascoup. — Cette pompe fait partie de l'installation faite par M. Fouquemberg, constructeur à Wasmes, pour l'épuisement du puits Sainte-Catherine au charbonnage de Bascoup.

L'agrandissement de ce puits, en nécessitant l'emploi de nouvelles pompes, exigeait aussi l'augmentation des appareils producteurs de vapeur : aussi la Compagnie des Mines avait décidé de supprimer ceux qui se trouvaient dans la galerie où on a monté les pompes Fouquemberg et de les remplacer par d'autres plus importants à la surface.

L'adjudicataire a donc dû construire le tout, suivant l'emplacement, très long il est vrai, mais de section circulaire assez restreinte.

La machine est horizontale, monocylindrique, à détente Meyer et à condensation. La tige de piston attaque directement les pompes à la tige desquelles est attelée celle du condenseur (*fig.* 372).

Les pompes, du type Girard, se composent d'un seul plongeur très long, se mouvant dans deux corps de forme ovoïde et séparés.

L'ensemble constitue une pompe à double effet. Un petit réservoir d'air est placé sur chaque clapet de refoulement.

L'eau est aspirée dans un puisard ou burquin ; elle traverse le condenseur à mélange, puis les pompes, et passe ensuite dans la conduite de refoulement, sur laquelle se trouve raccordé par un branchement vertical un réservoir d'air constitué par un cylindre horizontal en fonte fretté.

La conduite de refoulement est munie de boîtes de dilatation qui, outre l'avantage qu'elles ont de compenser l'allongement dû à la chaleur, facilitent énormément le démontage dans le cas de réparations aux joints.

Voici quelques chiffres extraits de la *Revue universelle des Mines*, qui donneront une idée plus précise de cette installation :

Diamètre du cylindre à vapeur	0m,670
Course du piston	0 ,650
Nombre de tours par minute	45 à 50
Débit théorique par tour	26lit,16
Diamètre du plongeur	0m,175
Hauteur d'élévation	360m
Diamètre du refoulement	0m,147
Travail indiqué en chevaux	109
Eau refoulée effectivement par tour	24lit,80
Degré de vide au condenseur	0atm,78
Diamètre du piston de la pompe à air	0m,320

C. — POMPES A GRANDE VITESSE

Pour répondre aux besoins de l'industrie actuelle, les constructeurs ont été amenés à créer des machines motrices à marche rapide, peu encombrantes et peu coûteuses. Mais, tandis que la vitesse des machines à vapeur était accrue, qu'on perfectionnait de nombreux modèles de moteurs rapides : moteurs à gaz, moteurs à pétrole, etc., les pompes à piston sont longtemps restées des machines lentes, tournant à environ 70 tours par minute, avec des vitesses linéaires de piston inférieures à 1 mètre. Il en est résulté que les moteurs rapides restaient sans emploi pour la commande des pompes, alors que, dans un grand nombre de cas, ils étaient tout indiqués, spécialement lorsque la place pour les installations était limitée.

En particulier, ce manque de pompes rapides restreignait l'emploi si avantageux des moteurs électriques à vitesse normale. Ces derniers s'appliquent bien, il est vrai, à la commande des pompes rotatives et centrifuges ; mais la puissance de refoulement et le rendement de ces pompes sont trop limités et souvent insuffisants.

La solution du problème de l'augmentation de vitesse des pompes à mouvement alternatif, en vue de leur accouplement direct avec les moteurs rapides, a donné lieu à de laborieuses recherches qui conduisirent, il est vrai, à des perfectionnements indiscutables. C'est ainsi que les pompes à soupape, commandées comme des tiroirs de machines à vapeur, permirent d'atteindre des vitesses de 100 tours par minute. Mais la complication de la commande des soupapes et leur difficulté d'accès diminuaient d'une façon très sensible la valeur du résultat obtenu.

On a donc été amené à créer des pompes dont toutes les parties et spécialement les soupapes et clapets ont été étudiés en vue de la marche à grande vitesse.

Pompe électrique à trois corps Pinette. — La pompe électrique à trois corps (*fig.* 375) exposée en 1900 par la maison Pinette, de Chalon-sur-Saône, est destinée à l'épuisement des mines. Elle est commandée par un alternateur à courant triphasé (Société Alsacienne) qui donne le mouvement à l'arbre coudé par l'intermédiaire d'un train d'engrenages. Dans le but d'éviter le bruit et de rendre faciles les réparations, on a adopté pour la roue engrenant avec le pignon la denture en bois. Les corps de pompe sont ovoïdes et en fonte, les plongeurs sont en bronze. Malgré la régularité obtenue par le calage à 120° des trois bielles de commande, on adjoint un

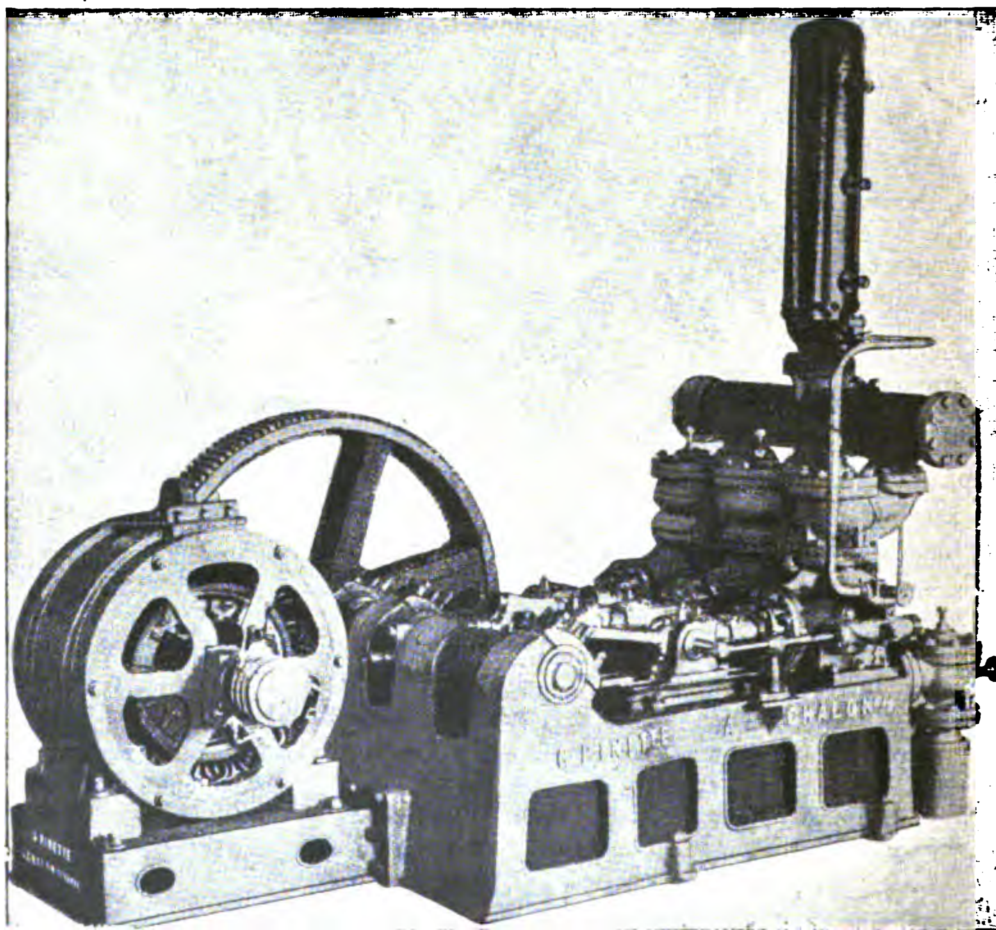


Fig. 375.

réservoir d'air sur le collecteur de refoulement. Un tube de niveau et des robinets de jauge permettent de juger la quantité d'air qu'il contient; celle-ci est maintenue sensiblement constante au moyen d'un compresseur placé sur le côté d'un corps de pompe, et dont le débit peut être réglé au moyen d'un robinet à pointeau.

Voici quelques chiffres relatifs à cette machine, dont deux exemplaires ont été installés aux mines de la Grand'Combe (Gard) :

Nombre de tours de l'arbre coudé.	80 à 90
Diamètre des plongeurs.	175 millimètres
Course.	350 —
Débit (à l'heure).	100 mètres cubes
Hauteur de refoulement.	300 mètres
Nombre de dents de la roue calée sur l'arbre coudé.	144
Nombre de dents du pignon calé sur l'arbre du moteur	24

Les joints sur les corps de pompe sont effectués au moyen de cuirs emboutis.

Pompe électrique d'épuisement des mines d'Anzin. — L'installation que nous allons décrire a été faite à la fosse Lambrecht des mines d'Anzin, après que le choix du type à employer eut été longuement et soigneusement discuté.

De cette étude, de cette discussion, il est ressorti que la pompe à commande électrique, bien que donnant un rendement (on a obtenu 50; 2 0/0) inférieur à celui de pompes à vapeur, était préférable à celles-ci dans le cas spécial à considérer. En effet, l'encombrement du puits rendait impossible l'adoption d'une pompe à maîtresse-tige et, d'autre part, l'emploi d'une pompe à vapeur souterraine offrait le grave inconvénient d'entraîner l'installation de conduites de vapeur longues et coûteuses, dans lesquelles se produisent nécessairement de fortes condensations qui diminuent dès lors considérablement le rendement. Cette dernière solution avait d'autres inconvénients encore : la pompe nécessitait un assez grand emplacement au fond ; de plus, il était difficile de la déplacer pour suivre l'approfondissement des travaux ; enfin, on échauffait les régions traversées par la canalisation, et l'échappement à l'air libre était assez difficile à organiser.

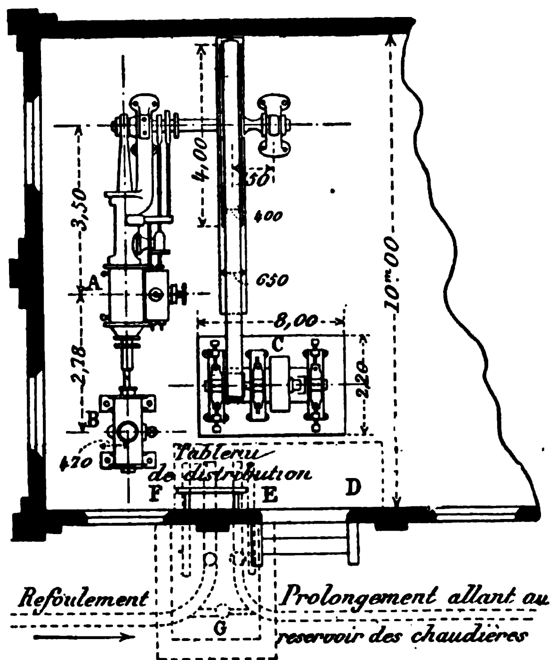


Fig. 376.

Aussi on se décida pour une pompe électrique souterraine, et on installa à la surface une machine à vapeur monocylindrique à détente et à condensation, munie d'un régulateur Cosinus produisant l'étranglement de la conduite de prise de vapeur lors des augmentations de vitesse (*fig.* 376).

Les dynamos employées sont multipolaires et à courant continu; leur vitesse

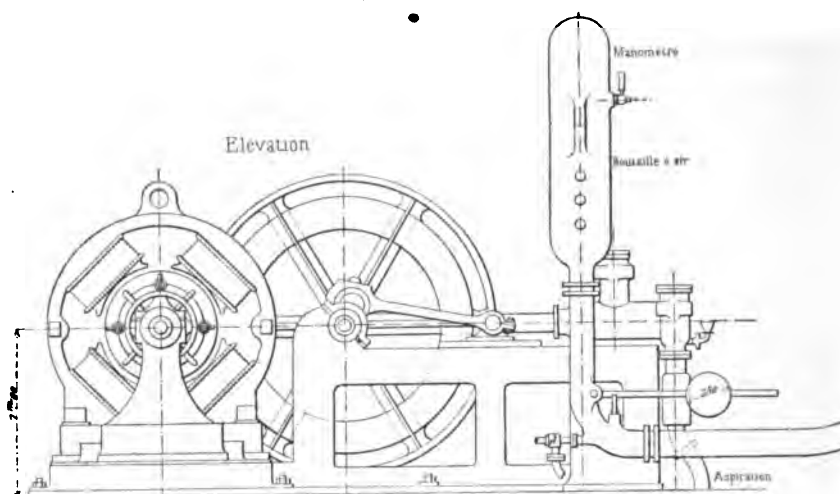


Fig. 377.

assez faible présente deux avantages sérieux : pouvoir : 1° attaquer la génératrice

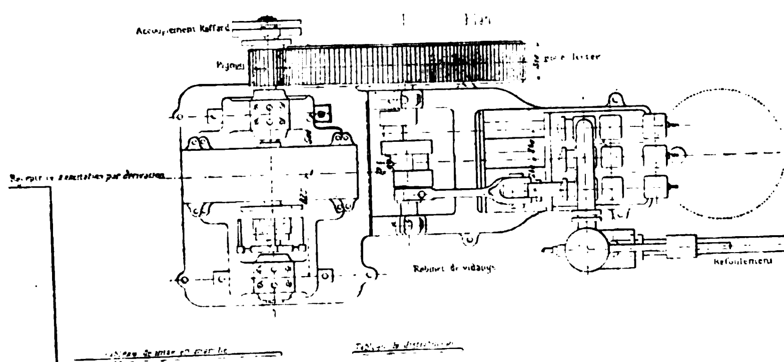


Fig. 378.

directement par la machine à vapeur; 2° attaquer la pompe directement par la réceptrice. Enfin, dans le but de diminuer les pertes dues au transport de force, on a employé un courant à fort voltage et à faible intensité qui, par suite, ne nécessite pas d'énormes conducteurs.

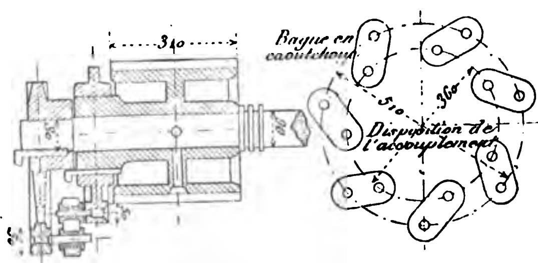


Fig. 379.

Les machines (génératrice et motrice) sont du type Gramme à 4 pôles, munies de balais en charbon produisant moins d'étincelles que ceux en cuivre, condition très importante pour une machine placée au fond, surtout dans une mine grisouteuse. Toutes les deux sont excitées en compound.

La pompe employée (*fig.* 377 et 378) est à trois plongeurs, la régularité de la marche est suffisamment assurée par le mode d'excitation pour que les coups de bélier soient rares et très faibles.

Elle est liée à la dynamo par un accouplement Raffard (*fig.* 379), qui se compose, comme on sait, de deux plateaux portant chacun sept goujons en acier, recouverts d'un petit manchon en antifriction dit « cossette »; chacun des goujons d'un plateau est réuni à celui de l'autre qui en est le plus voisin par une bague en caoutchouc : on obtient ainsi un accouplement très sûr, et présentant une certaine élasticité sans être encombrant.

Le pignon en acier sur lequel est calé un des plateaux de l'accouplement commande une roue en fonte portant 158 dents en bois; c'est elle qui, fixée à l'extrémité de l'arbre à 3 coudes, donne le mouvement à la pompe. Cette dernière a son bâti en deux pièces, ce qui permet de la transporter facilement.

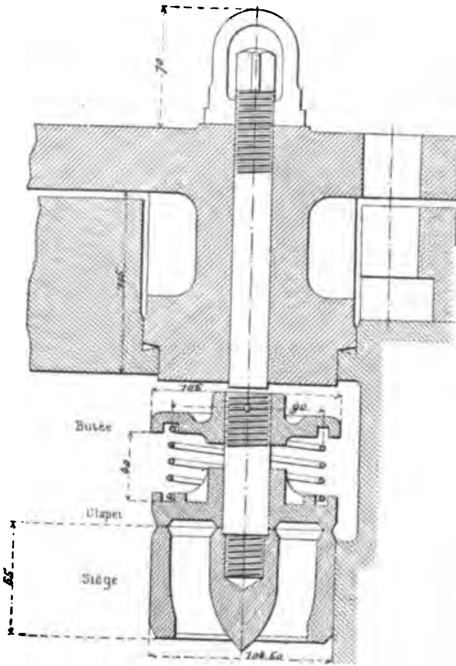


Fig. 380.

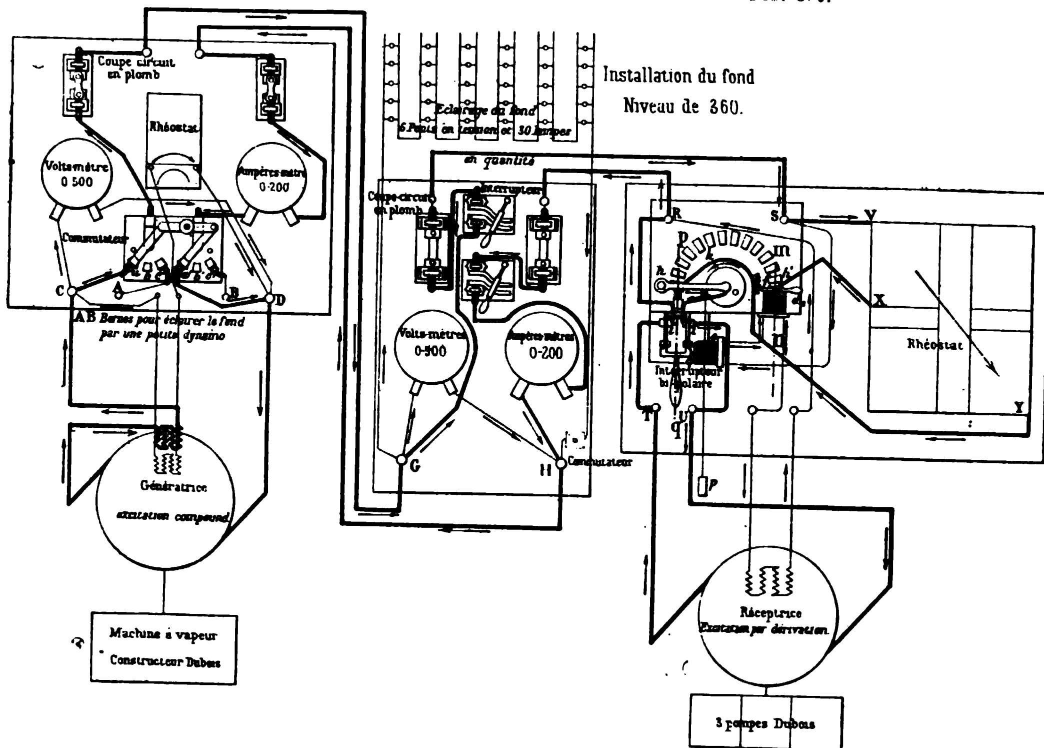


Fig 381.

Les clapets d'aspiration et de refoulement en bronze sont rappelés sur leur siège par des ressorts en acier (*fig.* 380); leur levée est réglée par des vis qu'on peut manœuvrer de l'extérieur. Le refoulement est en tube d'acier; il est muni à sa partie inférieure d'une soupape de sûreté à contrepoids et d'un robinet de vidange; sur ce refoulement, est installé un réservoir d'air portant trois robinets de jauge, qui permettent de constater la quantité d'eau et d'air qu'il renferme.

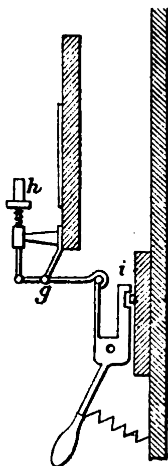


Fig. 382.

Le tableau de distribution (*fig.* 381 et 382) est muni d'un interrupteur qui coupe le courant lorsque la résistance s'accroît. La poignée du commutateur (*fig.* 382) est pour cela soumise à un ressort qui tend constamment à couper le courant; mais elle est retenue d'un autre côté par un crochet situé à une des extrémités d'un levier dont l'autre est terminée par une pièce de fer doux attirée par un électro. Sitôt que la résistance augmente, l'intensité diminue, l'attraction cesse, et, le commutateur étant ramené au repos, le courant ne passe plus; néanmoins l'excitation continue.

Cette mise hors circuit de la réceptrice peut être opérée autrement, lorsque le niveau baisse dans le puisard, et tend à devenir plus bas que la crépine. La détente du flotteur fait soulever le crochet du levier dont nous venons de parler, et fait ainsi fonctionner le dispositif.

Comme le condenseur de la machine horizontale du jour est alimenté par la pompe du fond, il est indispensable que le mécanicien de l'installation du jour soit informé de l'arrêt de la pompe pour immédiatement arrêter sa machine motrice, sans quoi son condenseur chaufferait. Cet avertissement se fait automatiquement au moyen d'une sonnerie qui fonctionne par un flotteur, quand l'eau manque dans la fosse du condenseur.

Enfin, un dernier dispositif intéressant est celui qui empêche de mettre la réceptrice en circuit avant qu'elle ne soit excitée. Pour cela, on a branché sur cette réceptrice une bobine à fils fins qui attire un petit verrou lorsque le courant excitateur passe. Ce verrou permet ou non la manœuvre du commutateur suivant que l'excitation est produite ou ne l'est pas.

Donnons maintenant quelques chiffres relatifs à cette installation :

Hauteur du refoulement.	360 mètres
Débit à l'heure.	25 mètres cubes
Diamètre du cylindre de la marche à vapeur.	500 millimètres
Course du piston	800 —
Force.	400 chevaux
Nombre de tours.	75
Nombre de tours de la dynamo génératrice.	500
Intensité du courant produit	125 ampères
Force électromotrice	500 volts
Nombre de pôles.	4
Dimension des câbles conducteurs (section)	75 millimètres carrés
Nombre de fils de $2^{mm},24$ de diamètre qui les composent.	19

Poids d'un mètre de câble armé	$3^{kg},800$
Diamètre extérieur	35 millimètres
Nombre de tours de la réceptrice	400
Encombrement en surface	$1^{m},55 \times 3^{m},75$
— en hauteur	$1^{m},85$
Diamètre des corps de pompe	110 millimètres
Course	250 —
Nombre de tours	68
Pression d'essai par centimètre carré	110 kilog.

Pompe à commande électrique Ganz et Cie. — La pompe Ganz (*fig.* 383 et 384) est à trois corps; elle est montée sur un bâti rectangulaire qui porte une petite

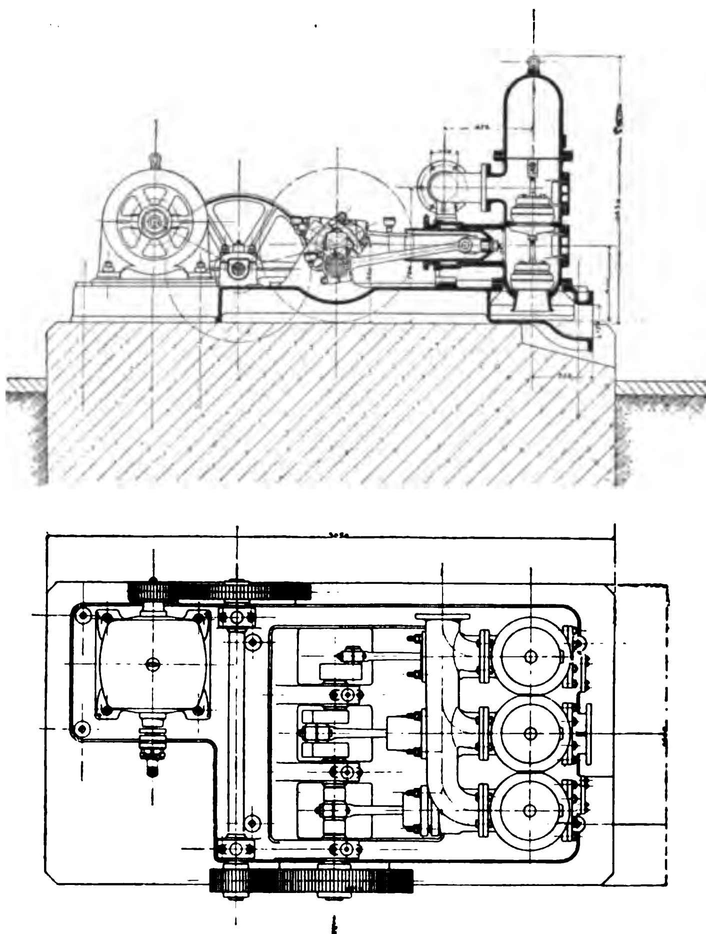


FIG. 383 et 384.

extension sur laquelle est fixé l'alternateur à courant triphasé qui fournit le mouvement.

Sur l'arbre de ce dernier, est calé un pignon en cuir qui actionne une roue dentée en fonte calée sur un intermédiaire de réduction de vitesse. Le pignon solidaire

de l'extrémité de cet arbre engrène avec la roue calée sur l'arbre de la pompe à trois coudes à 120°. Les trois bielles actionnent directement les plongeurs en fonte fonctionnant dans des corps également en fonte, mais garnis d'une cheminée en bronze.

Les clapets ne présentent rien de bien particulier, sinon leur grande surface et, comme conséquence, leur faible levée : on supprime ainsi les chocs bruyants et nuisibles tant au bon fonctionnement des organes qu'à leur longue durée.

L'aspiration débouche dans le bâti même, qui est aménagé à cet effet, et rend ainsi l'appareil moins encombrant.

Comme dans toutes les pompes à trois corps, le mouvement de l'eau est très régulier; malgré cela, trois petits réservoirs d'air ont été placés sur les refoulements, pour assurer une marche exempte de coups de béliers.

Les boîtes à clapets sont munies de regards très accessibles et facilement démontables, qui facilitent la visite et le remplacement des organes intérieurs.

Enfin, ajoutons que le soin apporté dans la taille des engrenages rend le fonctionnement absolument silencieux.

Voici les principales caractéristiques du modèle exposé :

Débit de la pompe par minute	1.000 litres
Diamètre des corps de pompe	175 millimètres
Course des plongeurs	220 —
Nombre de tours	72
Puissance du moteur électrique	12 chevaux
Nombre de tours	800

Afin de faciliter le démarrage, chaque boîte à clapets est munie d'un tuyau en cuivre, qui permet de faire communiquer l'aspiration avec le refoulement.

Enfin, le moteur électrique est renfermé dans un bâti fermé qui le met à l'abri des poussières et de l'eau. Ceci est surtout important lorsque la pompe est employée pour l'épuisement d'une mine, usage en vue duquel elle a surtout été étudiée. Sa commande électrique et la facilité de son démontage en font en effet une machine pratique dans une exploitation souterraine.

Pompe à courant continu Jandin. — M. H. Jandin, ingénieur-constructeur à Lyon, a exposé en 1900 quelques types de ses pompes à courant continu, notamment une pompe débitant 220 litres par seconde et tournant à 110 tours par minute, dont le débit a été poussé aux essais à 240 litres et 120 tours.

Le but poursuivi par l'inventeur est la régularisation du débit instantané avec, pour conséquence, la possibilité d'avoir des vitesses très grandes, sans variations des pressions instantanées.

La pompe Jandin (*fig.* 385) est à deux pistons à double effet, conduits par manivelles calées à 120° sur un même arbre; elle comporte six soupapes ou groupes de soupapes, communes aux deux corps; elle peut être disposée horizontalement ou verticalement.

Dans sa disposition ordinaire, l'eau traverse sans changement de direction les corps de pompe, qui servent eux-mêmes de boîtes à soupapes, et sont munis, ainsi

que les collecteurs d'aspiration et de refoulement, de tampons de visite permettant la pose des soupapes.

Les pistons sont en général des plongeurs creux, à formes effilées, dont le poids dans l'eau est partiellement ou totalement équilibré par leur déplacement.

Une garniture amovible brevetée, placée au milieu de chaque corps qu'elle divise en deux, sert de guidage au piston et présente un dispositif spécial qui supprime le serrage du piston et assure l'étanchéité aux plus fortes pressions.

Cette garniture est maintenue en place par des tirants ou vis de pression traversant les fonds arrière; une visite annuelle suffit pour l'entretien.

Fig. 385.

Les collecteurs d'aspiration et de refoulement A et R se raccordent aux corps de pompe, et forment avec eux les boîtes à soupapes; ils portent les réservoirs d'air d'aspiration et de refoulement, et les tubulures d'entrée et de sortie d'eau.

Les soupapes, à levée horizontale dans le type que nous décrivons, sont multiples et légères, et d'une construction permettant les plus grandes vitesses de marche; pour les basses pressions, elles sont en caoutchouc sur sièges bronze; pour les fortes pressions, elles sont en bronze, annulaires, avec ou sans garniture de cuir encastré, suivant l'emploi, et munies de ressorts coniques en laiton à pression réglable avec boîtes de garde formant butoirs; les soupapes et leurs sièges sont amovibles et d'un remplacement facile pour l'entretien.

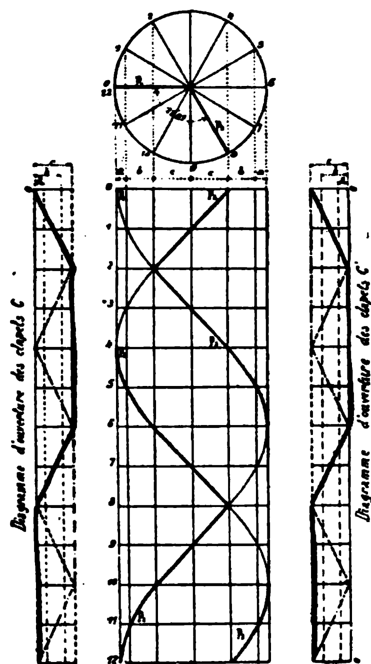


Fig. 386, 387 et 388.

Des purgeurs à soupape placés sur les corps de pompe alimentent le réservoir d'air de refoulement.

Fonctionnement de la pompe Jandin. — Considérons sur la figure 386 la position des manivelles des pistons P_1 et P_2, et marquons par les rayons 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, les diverses positions qu'elles occuperont à chaque douzième de tour. Pendant cette fraction de la course, chaque piston engendrera un volume qui sera proportionnel au champ parcouru, c'est-à-dire (si on ne tient pas compte de l'obliquité des bielles) proportionnel aux portions *a*, *b*, *c*..., qui sont les projections sur un diamètre des chemins décrits par les boutons de manivelle. Remarquons en passant que :

$$c = R \sin 30^\circ = \frac{R}{2}$$

et comme

$$a + b + c = R, \quad \text{on a} \quad a + b = \frac{R}{2}.$$

Supposons la pompe amorcée, et examinons ce qui va se produire, si, l'une des manivelles P_1 étant sur le rayon 0 et P_2 étant sur 8, on tourne d'un douzième dans le sens 0, 1, 2, 3... P_1 va aspirer de A en K_1, ... par la soupape C_1 (*fig.* 385), un volume proportionnel à a (nous dirons a, b, c, ... afin de ne pas répéter constamment : proportionnel à), tandis qu'il va refouler le même volume de K'_1 en K'_2 par la soupape C'_2.

P_2 va refouler le volume c de K_2 en R, par C_3, et aspirer le même volume de K'_1 vers K'_2 par C'_2, qui est déjà ouvert pour refouler $a < c$. Le vide produit en K'_2, étant plus grand que la quantité refoulée de K' vers K'_2, va déterminer l'ouverture de C'_1 pour aspirer la différence.

$$c - a = b.$$

De sorte qu'en définitive on aura aspiré :

en C_1 le volume a,
en C'_1 le volume b;
et refoulé en C_3 le volume $c = a + b$.

Intervalles	Conduit A Débit	Clapet C_1 Débit		Capacité K_1 asp.	Capacité K_1 ref.	Clapet C_2 Débit		Capacité K_2 asp.	Capacité K_2 ref.	Clapet C_3 Débit		Conduit R Débit
0–1	c	a	b	a			c		c	c		c
1–2	c	b	a	b			c		c	c		c
2–3	c	c		c			c		b	b	a	c
3–4	c	c		c			c		a	a	b	c
4–5	c	c		b		a	b	a			c	c
5–6	c	c		a		b	a	b			c	c
6–7	c	b	a		a	c		c			c	c
7–8	c	a	b		b	c		c			c	c
8–9	c		c		c	c		b		a	b	c
9–10	c		c		c	c		a		b	a	c
10–11	c		c		b	b	a		a	c		c
11–12	c		c		a	a	b		b	c		c
			Clapet C'_1 Débit	ref. K'_1 Capacité	asp. K'_1 Capacité		Clapet C'_2 Débit	ref. K'_2 Capacité	asp. K'_2 Capacité		Clapet C'_3 Débit	

Fig. 389.

L'examen d'une deuxième phase conduirait au même résultat total :

Aspiration de b par C_1,
— de a par C'_1;
Refoulement de c par C_3, et ainsi de suite.

Le tableau ci-contre (*fig.* 389) donne le détail des opérations par douzièmes de tour.

Ces constatations font apparaître les suivantes :

1° Il y a toujours 4 clapets d'ouverts à la fois;

2° Chacun d'eux reste ouvert 8/12 de tour;

3° Chacun d'eux s'ouvre une fois par tour;

4° Le débit par tour $= 12cS = Q$, S étant la section d'un corps de pompe.

Mais, comme $c = \frac{C}{4}$,

C étant la course d'un piston et valant 2R, on a, pour le débit par tour :

$$Q = 3CS = 6RS.$$

Les figures 387 et 388 montrent les courbes d'ouverture des clapets. Ainsi, sur la figure 387, qui est le diagramme du clapet C, on voit qu'au point 0 il est fermé, puis il s'ouvre pendant le parcours 0, 1, 2; à ce moment, il conserve sa position d'ouverture maxima jusqu'à ce que la manivelle P_1 soit au point 6. A partir de ce moment, il commence à se fermer, et il ne l'est définitivement qu'en 8.

Dans les pompes ordinaires, il n'en est pas ainsi; les clapets s'ouvrent deux fois par course, et leur levée comme leur fermeture s'effectue d'une façon progressive pendant chaque demi-course. La conséquence de cette particularité, c'est que le débit est nul à chaque extrémité de course du piston et maximum en son milieu.

Le coefficient de régularisation, dans une pompe, étant le rapport des débits instantanés minimum et maximum, on remarquera, en examinant les diagrammes (*fig.* 390 et 391), que ce coefficient atteint dans les pompes Jandin une valeur assez rapprochée de l'unité.

Le débit instantané, pour un seul corps, est égal au produit de la vitesse instantanée par la section; donc, dans le cas qui nous occupe, nous devrions avoir à ajouter la vitesse de chacun des pistons et à faire le produit par la section; mais reportons-nous au fonctionnement. On voit que, lorsque l'un des boutons de manivelle parcourt l'arc de 2 à 4 ou son symétrique 8 à 10, le piston correspondant engendre, par moitié de course, un volume c qui est le volume débité; l'autre piston, pendant ce temps,

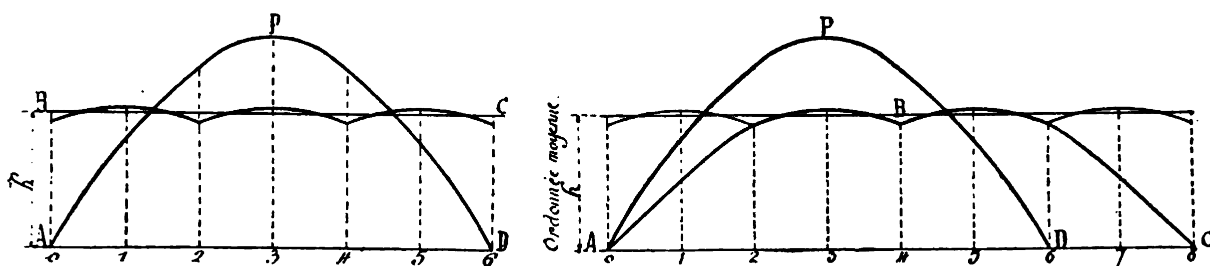


Fig. 390 et 391.

Débits ou travaux instantanés pour 1/2 tour		Débits instantanés des soupapes	
Pompe Jandin.	Courbe du débit *CB*.	Pompe Jandin.	Courbe du débit *ABC*.
	Régularisation $\frac{\cos 30°}{\cos 0°} = 0,866$.		Durée d'ouverture $\frac{8}{12}$ de tour.
Pompes ordinaires.	Courbe du débit *APD*.	Pompes ordinaires.	Courbe du débit *APD*.
	Régularisation $\frac{\cos 90°}{\cos 0°} =$ zéro.		Durée d'ouverture $\frac{6}{12}$ de tour.

a, par conséquent, un effet nul; il n'y a donc pas, pendant cette période, à faire entrer sa vitesse en ligne de compte. Or, de 2 à 4 ou de 8 à 10, la vitesse linéaire, ou vitesse tangentielle projetée, varie en valeur absolue de V cos 30° à V cos 30° en passant par V cos 0°, en appelant V la vitesse de rotation. On voit donc que le coefficient de régularisation pendant cette période est :

$$\frac{\cos 30°}{\cos 0°} = \frac{\cos 30°}{1},$$

De même, lorsqu'un des boutons de manivelle décrit l'arc 0 à 2, l'autre décrit 4, 6 ; leur travail s'ajoute pour produire le débit c; il y a donc lieu de comparer la vitesse

correspondante de chaque piston, qui varie pour l'un de 0 à cos 30° et pour l'autre de cos 30° à 0. On a donc au point 0, pour P_2,

$$V_1 = V \cos 180^\circ = 0.$$

Et au point 4, pour P_2 :

$$V_2 = V \cos 30^\circ.$$

Quand P_1 est en 5, on a :

$$V_1 = V \cos 60^\circ = \frac{1}{2} V.$$

Et pour P_2 en 1 :

$$V_2 = V \cos 60^\circ = \frac{1}{2} V.$$

Le total varie donc, comme dans le cas précédent, entre V et V cos 30°.

Et on peut encore dire que le coefficient de régularisation est :

$$\frac{\cos 30^\circ}{1} = 0,866.$$

La courbe (*fig.* 390) est construite d'après ces données, et de manière que la surface ABCD soit égale au rectangle AD $\times$ h, h étant l'ordonnée correspondant au débit moyen. — La courbe APD est celle composée dans les mêmes conditions pour une pompe ordinaire à double effet, de même débit.

On voit maintenant quelles conséquences on peut tirer de ce résultat. D'abord, la régularité du mouvement de l'eau dans la pompe entraîne celle dans les conduits d'aspiration et de refoulement. L'addition de réservoirs d'air accentue encore la régularité du mouvement.

Cette régularité permet de donner aux pistons et aux manivelles une vitesse beaucoup plus grande (jusqu'à 300 tours) que celle habituelle, et d'accoupler la pompe Jandin plus facilement, sur des dynamos à faible vitesse, des turbines, etc. De plus, obtenant une grande vitesse à débit égal, cette machine sera moins encombrante qu'une pompe ordinaire.

Passons maintenant en revue quelques types.

Pompe de mine Jandin avec moteur à air comprimé. — La figure 392 représente une pompe de mine à pression de 20 kilogrammes, à action directe par un moteur à air comprimé avec détente variable par coulisse.

Cette pompe, destinée à une mine de la Loire où la présence du grisou ainsi que l'éloignement des générateurs empêchent tout moyen de réchauffement de l'air, présente un dispositif spécial pour empêcher l'adhérence du givre et des glaçons produits par la détente aux parois des cylindres et des lumières d'échappement : l'eau aspirée par la pompe à une température constante de 20° environ circule dans les fonds et les enveloppes des deux cylindres moteurs qu'elle maintient à une température entre 15 et 20°.

Le graissage des cylindres et tiroirs se fait par une pompe à glycérine, avec distribution, sous pression supérieure à celle de l'air, à des graisseurs compte-gouttes permettant de régler le graissage en limitant suivant les besoins la course variable de cette pompe.

Machines élévatoires Jandin. — Pour les machines élévatoires de ville, les pompes Jandin sont en général attelées en tandem à des machines à vapeur à deux

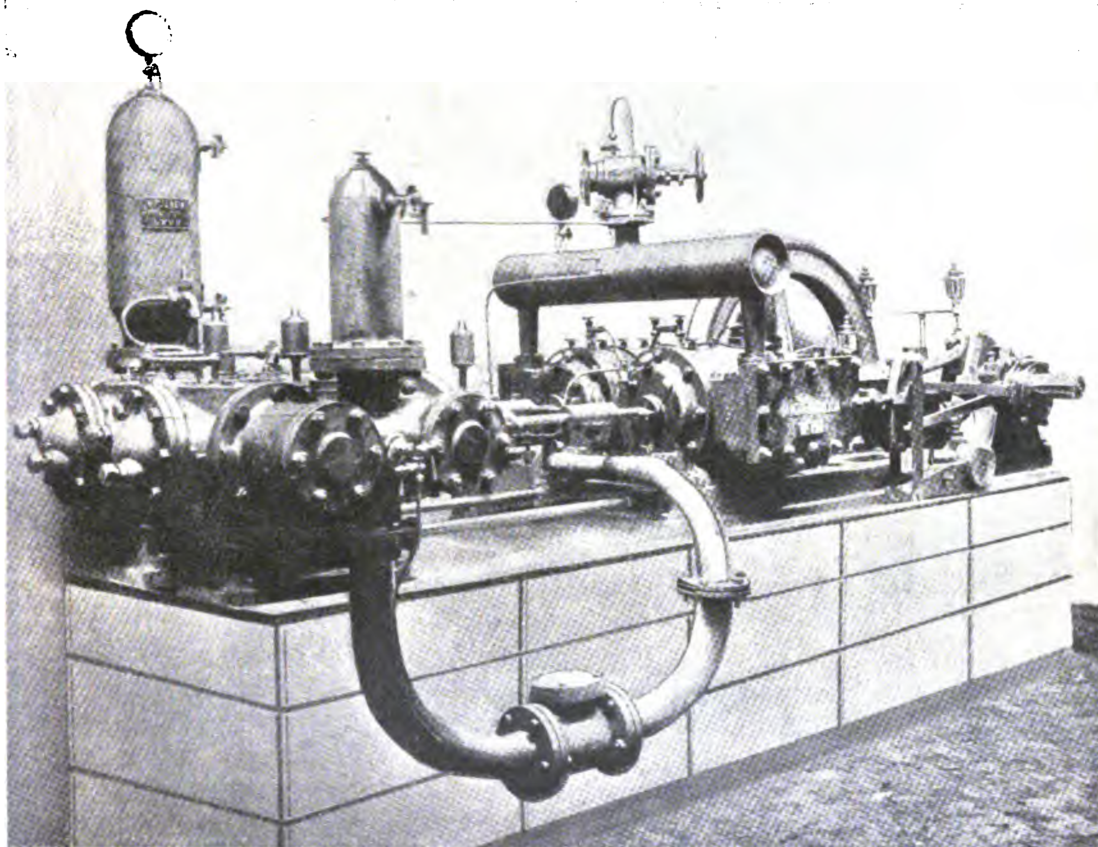


Fig. 392.

cylindres égaux ou compound, ou même, dans les cas de hauteurs moyennes d'élévation, à des machines à un cylindre, dont le condenseur est alors placé à côté du cylindre de vapeur ; la bielle motrice actionne alors l'arbre moteur coudé qui porte une manivelle pour conduire la seconde tige de piston attelée à la tige de la pompe à air du condenseur (*fig.* 393 et 394).

Pour les pompes de mines à vapeur de grandes puissances, une solution économique est obtenue par les pompes Jandin à action directe par moteurs à deux cylindres égaux ou compound, à condensation, avec des vitesses de 100 à 200 tours par minute, qui peuvent être obtenues en toute sécurité, avec un graissage perfectionné.

Pompes électriques Jandin à accouplement direct avec dynamos de 100 à 300 tours. — La figure 395 représente une pompe électrique de 200 chevaux à accouplement direct avec une dynamo à 100 tours, pour élévation à 270 mètres, aux mines de Firminy. Cette pompe est établie avec réservoirs d'air calculés pour régularisation à 1/100 à l'aspiration est à 1/500 au refoulement.

Dans ces pompes de mines, destinées à élever des eaux troubles et souvent acidulées, les garnitures des pistons et des presse-étoupes sont munies, comme le

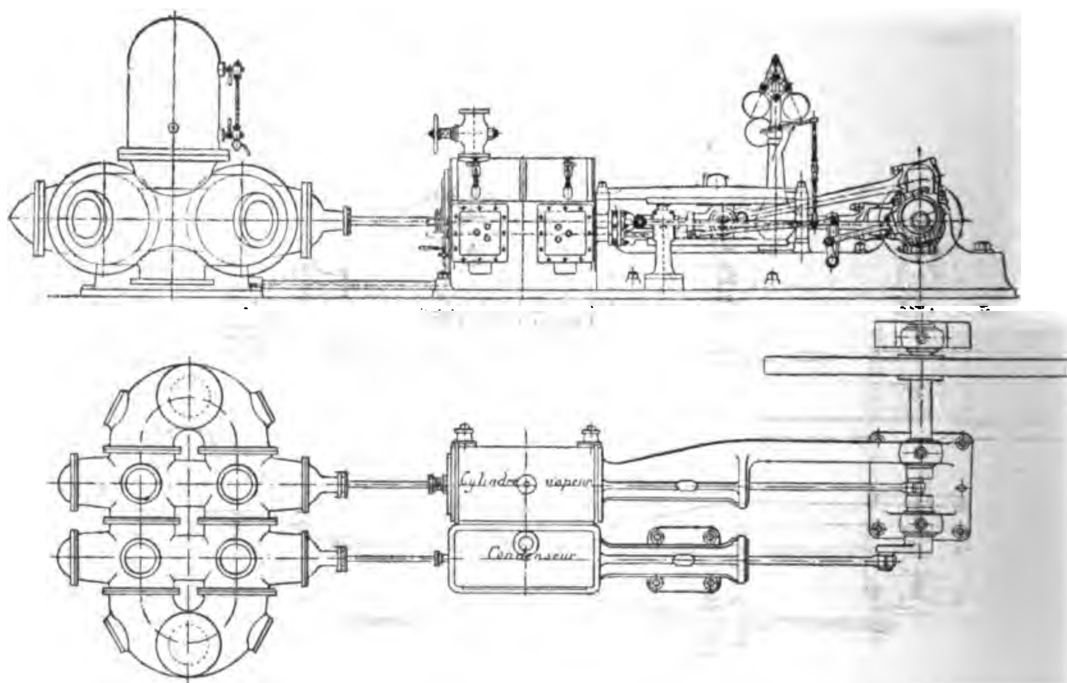


Fig. 393 et 394.

montrent les figures 392 et 395, de graisseurs perfectionnés à graisse consistante, qui en empêchent l'usure et l'oxydation, en donnant d'ailleurs une étanchéité parfaite aux plus fortes pressions.

Les arbres de pompe et dynamo sont accouplés par manchon élastique et isolant. Cet accouplement direct, supprimant les engrenages et leur perte de travail, permet d'obtenir un rendement en eau montée manométrique de 0,85 à 0,90 du travail fourni par la dynamo.

Pour l'installation précitée, les dimensions du puits et des galeries permettant le passage d'une dynamo de 200 chevaux à 100 tours avec bâti en deux pièces, on a donné la préférence à cette vitesse modérée, pour réduire au minimum l'usure des coussinets et des soupapes.

Mais, comme la partie mobile très légère des soupapes annulaires du système Jandin est une pièce d'un remplacement peu coûteux, et qu'il est souvent nécessaire de recourir à des dynamos de vitesses supérieures et de moindres volumes, pouvant passer dans les puits de mine, la pompe Jandin donne le grand avantage de faire l'accouplement direct avec les dynamos de grandes puissances, à des vitesses de 100 à 300 tours.

Dans ces grandes vitesses, l'économie due à la réduction du diamètre des pistons est assurément compensée par la nécessité de donner aux paliers et aux parties frottantes de larges surfaces et un graissage perfectionné pour diminuer l'usure; mais la suppression des engrenages, de leur perte de travail, et l'emploi des dynamos

à des vitesses normales ou s'en rapprochant, donnent cependant une économie notable sur les pompes électriques précitées, à simple engrenage, qui peuvent être réservées pour les petites et moyennes puissances.

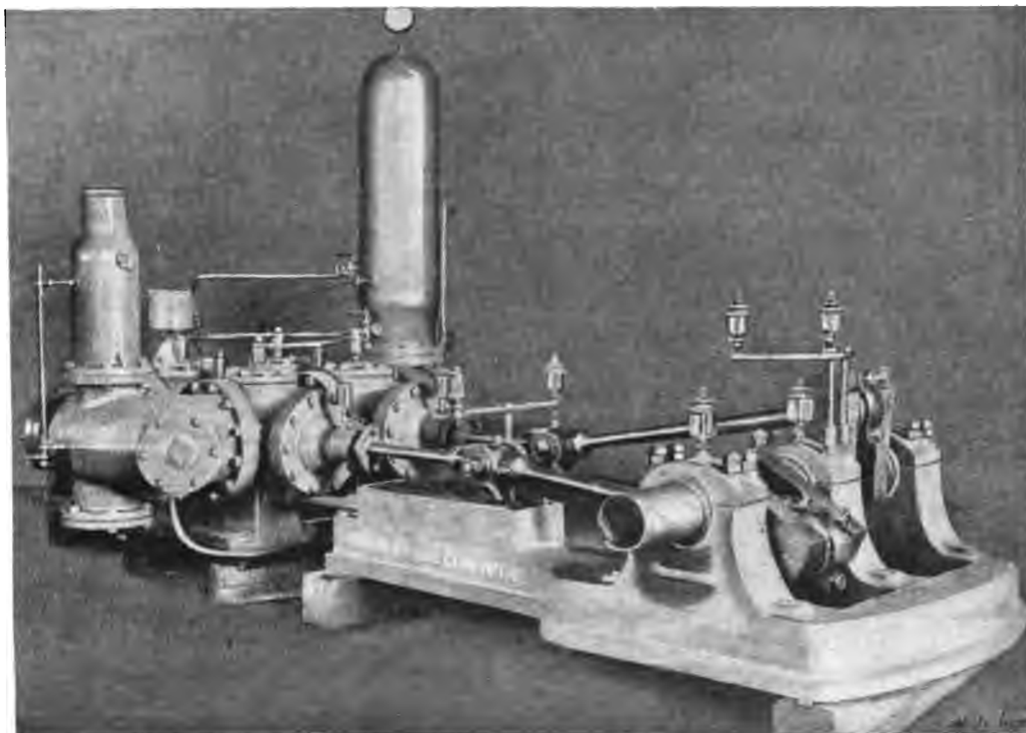


FIG. 395. — Pompe électrique *Jandin*.

Pompes de mines Jandin à transmission hydraulique à haute pression. — Les pompes Jandin conviennent également bien aux installations de pompes d'épuisement des mines avec transmission hydraulique à haute pression la pompe du fond est alors actionnée par deux pistons moteurs à eau sous pression, qui circule entre ce moteur et la pompe de surface à grande vitesse commandée par machine compound.

Mais ce mode de transmission est plus coûteux, vu le prix élevé du moteur à eau et des conduites d'eau sous pression, surtout pour les grandes profondeurs, et l'augmentation du rendement qu'on peut obtenir n'est pas assez important pour qu'on ne préfère pas en général la transmission électrique, qui, avec les précautions nécessaires, est parfaitement pratique, même dans les mines grisouteuses — et d'une installation, en somme, plus économique.

Pompe électrique d'épuisement Galland. — La pompe (*fig.* 396 et 397) exposée en 1900 par la maison Galland, de Chalon-sur-Saône, est destinée à assurer élastiquement l'épuisement d'une mine et à être installée au fond. Elle comporte trois plongeurs commandés par trois bielles attelées sur un arbre à trois coudes à 120°. Cet arbre repose sur quatre paliers, et porte à une de ses extrémités un volant et à

Vue en élévation

conduite de refoulement
réservoir d'air
eau
tableau
dynamo
volant
boites à soupapes
bielles
glissières
corps de pompe
boites à soupapes
rhéostat
palier
bâti
Ls GALLAND CHALON S/S
crépine
réservoirs d'aspiration
niveau du plancher
massif
conduite d'aspiration

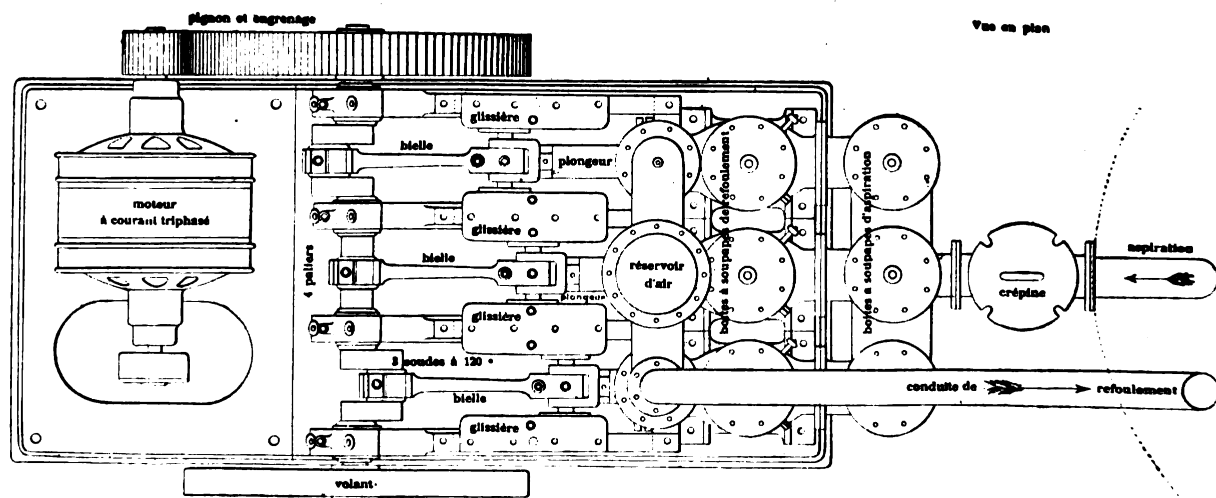


Fig. 396 et 397. — Pompe électrique d'épuisement *Galland*. — Élévation et plan.

l'autre une roue dentée engrenant avec un pignon en cuir calé directement sur l alternateur à courant triphasé qui donne le mouvement à la pompe.

Les corps de pompe sont en fonte et de la forme ovoïde qui caractérise le type Girard ; les boîtes à soupapes sont disposées pour l'aspiration en bout de corps de pompe et pour le refoulement au-dessus de lui, de façon à diminuer le plus possible l'encombrement en largeur. Malgré la régularité, et pour plus de sécurité, du débit qu'assure la disposition à triple effet, la pompe est munie d'un réservoir d'air à l'aspiration ainsi qu'au refoulement. Ce dernier réservoir d'air porte un manomètre.

Le tableau de distribution comporte, comme habituellement, trois coupe-circuits fusibles, un ampèremètre et un voltmètre. Un rhéostat permet de faire varier l'intensité du courant employé, c'est-à-dire de proportionner la dépense d'énergie à l'effort à exercer.

On s'est efforcé, dans la construction de toutes les parties de cette machine, d'allier la robustesse à la simplicité, de façon à éviter ou tout au moins à rendre plus faciles les réparations à faire dans le fond. L'alternateur est enveloppé dans un coffrage en fonte de forme spéciale qui le met à l'abri de l'eau, qui peut tomber de la partie supérieure.

Les principales données sont les suivantes :

Débit à l'heure	100 mètres cubes
Hauteur d'élévation.	200 mètres
Diamètre des plongeurs	180 millimètres
Course	350 —
Nombre de tours de l'alternateur.	400
Force de l'alternateur.	100 chevaux
Nombre de tours de la pompe	50
Diamètre des conduits	150 millimètres

Comme détail particulier et intéressant, disons que l'aspiration ne débouche pas directement dans les boîtes à clapets, mais dans la partie supérieure d'un réservoir cylindrique en fonte contenant une crépine dans laquelle restent les saletés et les cailloux que contient l'eau; lorsque cette crépine est pleine, le démontage du couvercle du réservoir suffit pour la vider. Ce procédé est beaucoup plus commode que celui qui consiste à envoyer un ouvrier dans le fond pour déboucher avec difficulté les trous d'une crépine ordinaire placée à l'extrémité du tuyau d'aspiration et souvent peu abordable.

Pompe de mine à vapeur Galland. — Dans le but de n'être pas obligé de creuser des galeries spéciales plus larges que les galeries ordinaires pour l'installation des pompes d'épuisement, la maison Galland a établi un modèle qui a été étudié spécialement pour tenir le minimum de place en largeur.

La figure 398, ci-contre, nous permet d'en juger. Elle représente la disposition d'une pompe à action directe, qui était exposée dans les appareils d'exploitation de mine, à deux corps, et toujours du type Girard. Elle est commandée par une machine à vapeur dont la tige traverse le fond arrière, pour s'accoupler avec celle du plongeur.

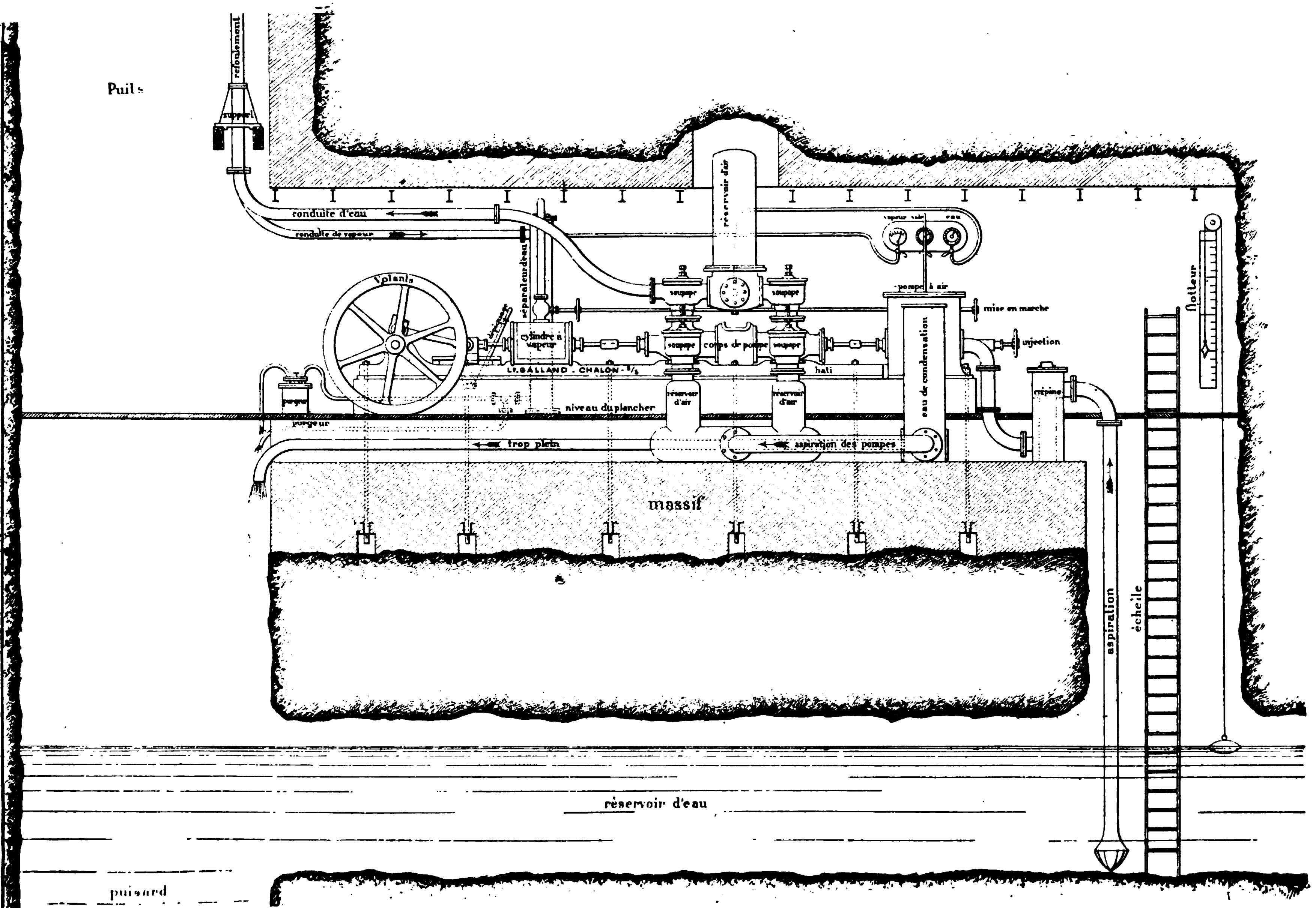


Fig. 398. — Pompe de mine à vapeur Galland.

Le condenseur de la machine à vapeur est placé en queue, toujours sur le même bâti, et la tige du piston de la pompe à air est liée par un second manchon à celle du plongeur arrière.

Seules les soupapes d'aspiration sont sur le côté, ainsi que les réservoirs d'air correspondants et la conduite d'aspiration qui vient du condenseur. L'installation est munie d'une crépine comme celle de la machine précédemment décrite. L'eau se rend de cette crépine dans le condenseur, puis dans la pompe. La pompe est munie d'un seul réservoir d'air sur son refoulement; il est disposé dans l'axe de l'installation.

Pour éviter les accidents que pourrait entraîner l'introduction, dans le cylindre à vapeur, de l'eau qui s'est condensée dans les longs conduits d'amenée de vapeur, la boîte du tiroir porte extérieurement un séparateur d'eau dans lequel se font l'arrivée du fluide moteur et la purge de cet appareil, ainsi que celle du cylindre, qui est conduite au puisard.

Les caractéristiques de cette installation peu encombrante sont les suivantes:

Diamètre du cylindre à vapeur	300 millimètres
— du plongeur	155 —
Course commune	500 —
Hauteur du refoulement	150 mètres
Débit horaire en mètres cubes	75 mètres cubes

Pompes de mines électriques et mobiles Galland. — La maison Galland construit et exposait également des pompes électriques horizontales pour l'épuisement local et partiel de certains points d'une mine. Elles sont arrangées de façon à pouvoir être montées sur un chariot, ou porteur, dont le tablier est horizontal et le train de roulement oblique. Cette disposition permet de les employer dans des galeries obliques assez éloignées de l'épuisement principal. On les attache à un treuil, et, à mesure que le niveau de l'eau à élever baisse, on laisse descendre l'ensemble. La crépine du tuyau d'aspiration est tenue par une chaîne à l'extrémité du bâti ou du cylindre, de façon à ne pas traîner au fond pendant la descente ou pendant le pompage.

La commande électrique seule convient à ces installations; on l'obtient par un alternateur triphasé, qui, par un train d'engrenages, actionne la pompe, qui peut d'ailleurs être d'un type quelconque. La figure 399 représente une pompe à 3 corps, tandis que la figure 400 montre une pompe à pistons plongeurs, du type Baillet-Audemar. Dans les deux cas, on voit qu'on s'est attaché à employer un système qui donne à l'eau un mouvement suffisamment régulier pour éviter l'emploi de réservoirs d'air lourds et encombrants.

Pompe Ehrardt et Schmer. — La maison Ehrardt a créé un type de pompes à grande vitesse dont un modèle, exposé en 1900, était commandé par un alternateur à courant triphasé (construit par la maison Lamheyer). La machine se compose (*fig.* 401 à 403) de 3 corps de pompe horizontaux à plongeur et à simple effet. Ceux-ci sont réunis par des bielles en fonte à l'arbre à 3 coudes à 120° équilibré par des contrepoids. Les crosses de piston ont des glissières cylindriques qui sont fer-

mées extérieurement pour éviter l'accès de la poussière. Les boîtes à clapets sont indépendantes et verticales ; elles sont surmontées de réservoirs d'air sphériques, mais d'assez faible volume, attendu que la disposition triple assure déjà un débit suffisamment régulier. Les clapets, du type Ehrardt, offrent une grande section de pas-

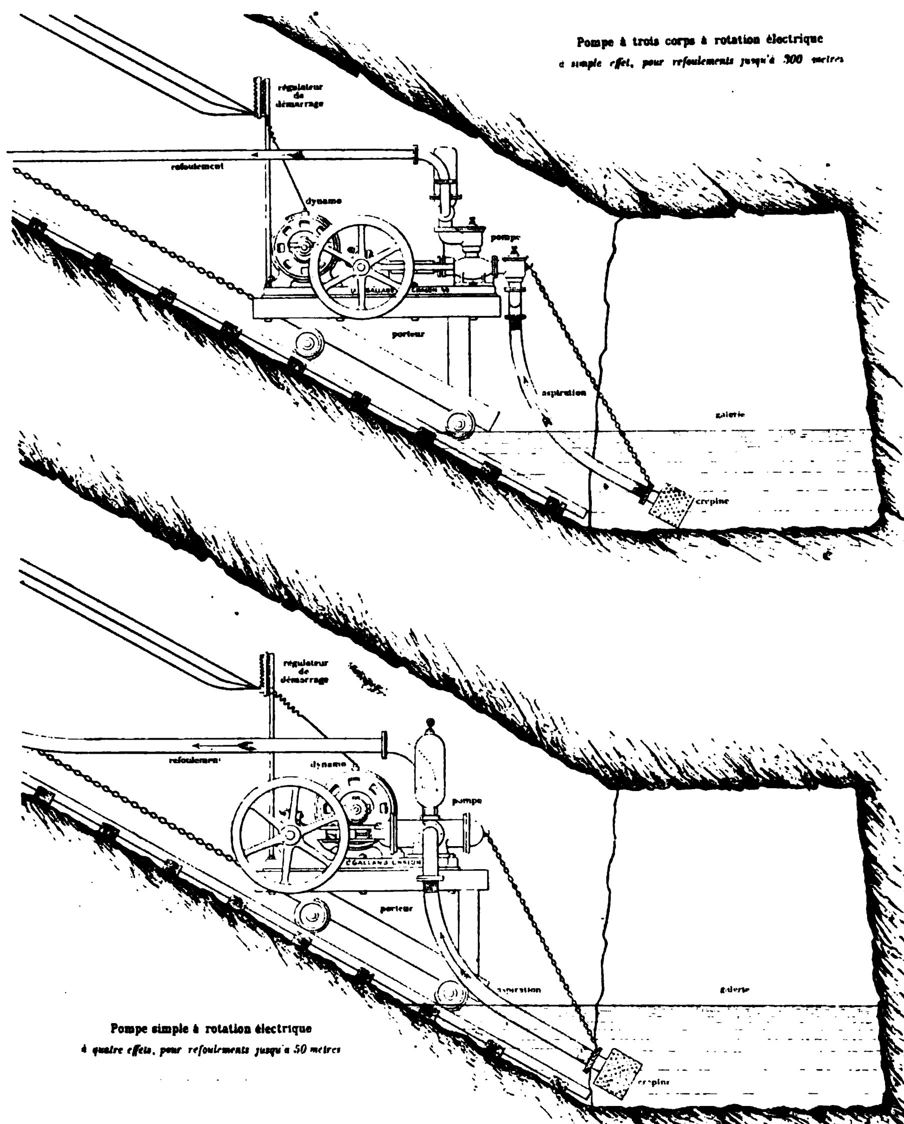


Fig. 399 et 400.

sage à l'eau, ce qui permet de réduire considérablement leur levée, et par conséquent les chocs lorsqu'ils retombent sur leur siège. De plus, la vitesse de passage de l'eau se trouve également réduite par cette augmentation de section.

La quantité et la pression d'air nécessaires sont maintenues dans les réservoirs par une petite pompe à air dont la bielle est calée sur l'extrémité de l'arbre.

La grande vitesse de la machine entraîne la nécessité d'un graissage abondant; aussi la pompe est munie d'une pompe de circulation d'huile qui assure la lubrification des organes en mouvement. L'huile ayant déjà servi se rassemble dans une auge placée entre les quatre paliers qui supportent l'arbre coudé, ce qui permet de faire baigner les têtes de bielles. Les quatre paliers sont d'ailleurs venus de fonte avec cette auge, qui forme partie intégrante du bâti de la machine. Une tôle ferme l'espace ouvert, empêche les projections d'huile. Le graissage des corps de pompe est assuré par une presse à graisse, système Mollerupt, envoyant de l'huile dans des rainures *ad hoc* ménagées en arrière des presse-étoupes.

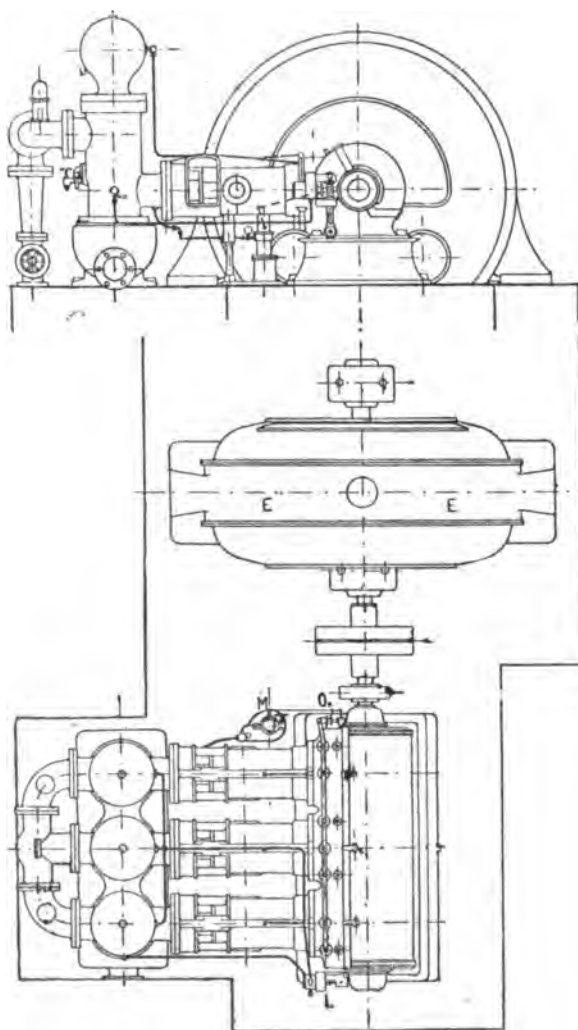


Fig. 401 et 402.

Comme la machine a été spécialement étudiée pour l'épuisement des mines, on veut qu'elle puisse fonctionner six heures au moins sans surveillance ni soins ; elle est arrangée de façon que les parties en mouvement soient à l'abri de l'humidité et de la poussière. Ainsi il est facile de remarquer que le bâti de l'alternateur est presque totalement fermé (sauf quelques regards sur les côtés), l'arbre moteur est complètement couvert, et des tôles ferment les ouvertures latérales des glissières. La forme spéciale des glissières permet, lorsque, pour un motif quelconque, l'un des corps de pompe ne peut plus fonctionner, d'immobiliser son plongeur (après avoir démonté la bielle correspondante) par une barre placée en travers dans les regards, ce qui est l'affaire de quelques minutes; autrement, on serait obligé de l'entraîner dans la marche sans qu'il y ait production de travail.

L'arbre coudé est fixé à celui de l'alternateur par un manchon à plateaux réunis par des boulons entourés d'une épaisse fourrure de caoutchouc qui amortit les chocs au démarrage et pendant la marche. Pour faciliter la mise en marche, les trois boîtes à soupapes sont munies de retours d'eau, grâce auxquels on diminue

l'effort en mettant le refoulement en communication avec l'aspiration ; quand la vitesse de régime est établie, on les ferme petit à petit.

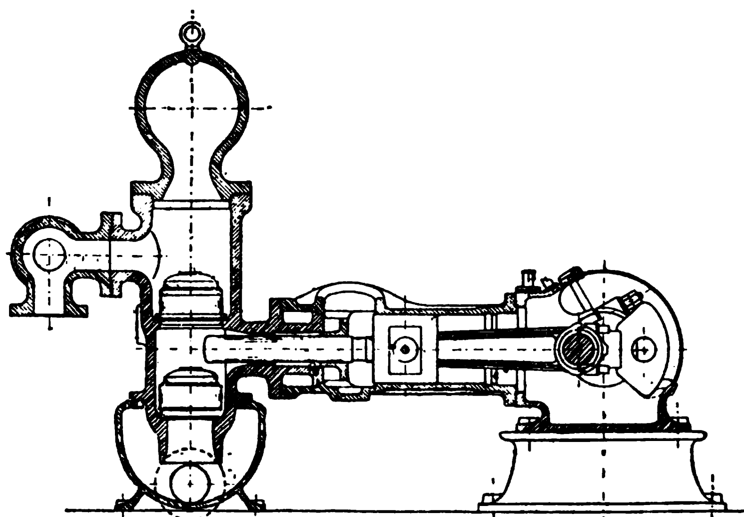


Fig. 403. — Pompe *Ehrardt et Schmer*. Coupe longitudinale.

Voici quelques-unes des données de cet appareil :

Diamètre des plongeurs	0^{m},105
Course des plongeurs	0 ,200
Vitesse normale par minute.	200 à 250 tours
Vitesse linéaire correspondante des plongeurs.	80 à 100^{m} par minute
Vitesse à l'exposition	210 tours
Débit théorique à cette vitesse.	1.090 litres
Débit pratique	1.000 —
Rendement admis après expérience (pompe seulement).	0^{lit},92 à 0^{lit},94
Hauteur de refoulement	250 à 300 mètres
Voltage de l'alternateur	500 volts
Nombre d'ampères.	45
Nombre de fréquences.	200
Force en chevaux	75 à 80

L'avantage de cette machine de grande puissance est encore augmenté par son faible encombrement et par sa commande électrique.

Pompes Fafeur. — La maison Fafeur, de Carcassonne, construit des modèles de pompes spécialement étudiés pour la commande directe par moteurs à grande vitesse.

1° La *pompe Quadruple*, représentée figure 404, se compose d'un seul arbre coudé dont le centre est en S, actionnant par son manchon V deux longues bielles qui viennent s'articuler en T et U sur les tiges des pistons AB et CD.

Ces pistons se meuvent à frottement dans deux corps de pompe, dont les axes situés dans le même plan forment entre eux un angle droit.

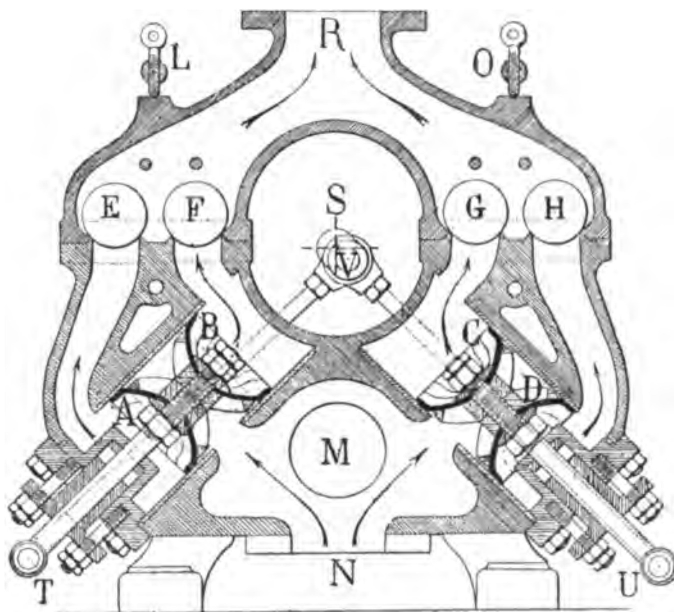


Fig. 404.

Ces corps communiquent par un orifice central avec les tubulures d'aspiration M, N, et par leurs extrémités respectives avec des orifices, obturés par des clapets ou boulets E, F, G, H, qui débouchent dans la tubulure de refoulement R.

On voit ainsi que les organes de la pompe « Quadruple » se composent simplement de 4 pistons en cuir, genre Letestu, A, B, C, D, et de 4 boulets en caoutchouc E, F, G, H. Si on imprime à l'arbre coudé un mouvement dans un sens ou dans l'autre, on se rend compte immédiatement du jeu de la pompe.

Les organes susceptibles d'usure, boulets et pistons, sont facilement accessibles, et leur remplacement est rapide et facile.

La disposition de l'arbre coudé par rapport aux corps de pompe permet de voir que, pour le plus petit déplacement du bouton de manivelle, le volume engendré par les pistons est sensiblement le même, quelle que soit la position de ce bouton. Il en résulte un travail très régulier sur l'arbre-manivelle, permettant de supprimer les volants et les récipients d'air qui absorbent inutilement du travail moteur.

La longueur des bielles atteint en moyenne trente fois le rayon de manivelle ; leur obliquité est donc faible et leur guidage s'effectue suffisamment sans l'intermédiaire de guides ou de glissières, ce qui évite encore une perte de travail.

En examinant le mouvement du liquide dans l'intérieur de la pompe, on voit :

1° Qu'il suit toujours une direction constante sans arrêts ni rebroussements;

2° Que ce mouvement se produit dans de larges conduits sans déviations brusques et sans grandes variations de sections ;

3° Que la forme parabolique des pistons diminue dans les limites du possible, le choc résultant de l'arrivée du liquide sur les pistons.

Il résulte de là que les pertes de force vive dues au mouvement du liquide dans l'intérieur de la pompe sont réduites au minimum de manière à réaliser le maximum l'effet utile.

Remarquons enfin que, les presse-étoupes étant placés sur le refoulement, leurs fuites ne peuvent diminuer le volume du liquide à aspirer.

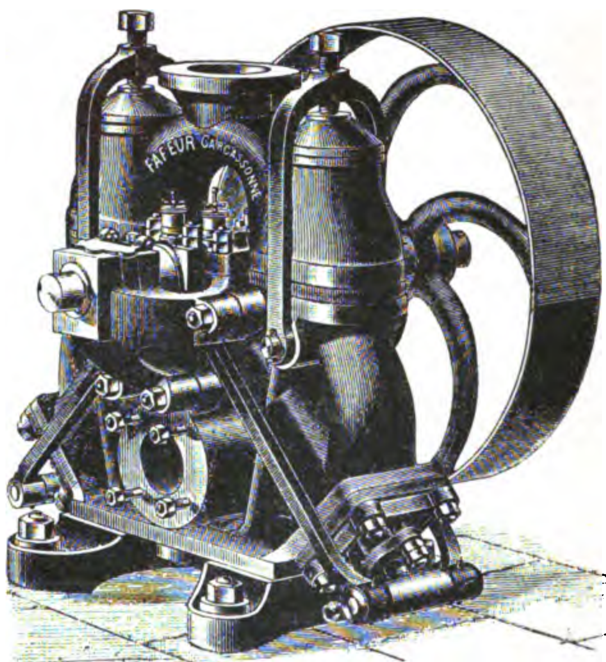


Fig. 404 *bis*.

La figure 404 *bis* donne une vue perspective de cette pompe.

Les pompes de ce modèle peuvent être mises en œuvre à une vitesse de 300 tours par minute.

2° La pompe à piston différentiel (*fig.* 405) se compose d'un seul clapet A en cuir ou en caoutchouc, découpé en forme de disque, et d'un seul piston B, de forme parabolique, construit de la même manière. Ces deux disques, aussi faciles à fabriquer que les pistons Letestu, auxquels ils ressemblent, sont les seuls organes soumis à une usure sensible, et les seuls qui aient besoin d'être remplacés. Leur durée est aussi grande que les clapets et pistons des meilleures pompes.

Le piston B est fixé sur un plongeur C, traversant un presse-étoupe D, dont le serrage s'effectue au moyen des boulons E et F. Le regarnissage du presse-étoupe se fait en démontant la partie supérieure de la pompe, qui est reliée au socle par les boulons X, Y. Le mouvement alternatif du piston est produit par l'intermédiaire de

la bielle I, qui est articulée en L, et sur l'arbre coudé GH. Le graissage de ce dernier est assuré par des bagues J, K, mobiles sur cet arbre, et plongeant dans des réservoirs d'huile. Le pied de bielle oscille constamment dans un bain d'huile, et le graissage de la tête de bielle est obtenu par un lécheur M, alimenté par un récipient N. Dans les petits modèles de pompes, l'huile est remplacée par la graisse consistante, distribuée au moyen de compresseurs automatiques. On remarquera qu'avec un graissage aussi parfait, s'effectuant sur des portées qui ont une longueur de deux fois et demie leur diamètre, on puisse considérer comme presque nulle l'usure de la transmission de mouvement.

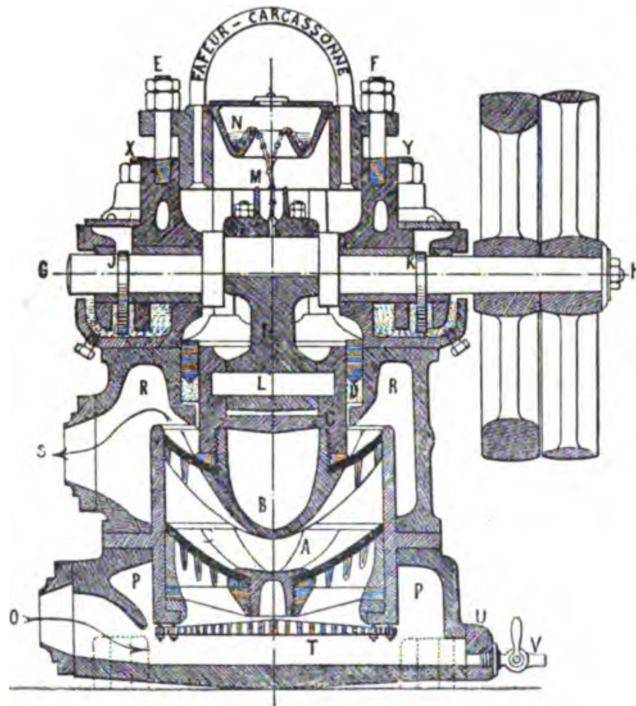


Fig. 405.

L'aspiration O est munie d'un large récipient d'aspiration P, formé par le socle, de même que le refoulement S a un grand récipient formé par la capacité R, communiquant avec les espaces vides qui entourent les paliers. A l'aspiration, se trouve encore une large crépine intérieure démontable T, située en face d'un regard de nettoyage U, portant un robinet de vidange V.

La pièce centrale, portant la tubulure de refoulement S, et la pièce supérieure de la pompe, renfermant l'axe du mouvement, étant toutes deux de forme circulaire, et toutes deux reliées au socle par des boulons espacés également, et placés symétriquement autour de l'axe principal, on peut faire prendre à l'axe du mouvement et aux tubulures d'aspiration et de refoulement toutes les directions que les circonstances peuvent exiger.

Ces pompes fonctionnent à la vitesse de 300 à 500 tours par minute et s'em-

ploient lorsque le débit est petit, de 1.500 à 1.000 litres, et pour des hauteurs d'élévation n'excédant pas 40 mètres.

Pompe « Express » Riedler. — Dans la marche des pompes à grande vitesse, il est nécessaire de prendre des précautions particulières pour éviter toute perturbation dans le mouvement des clapets et, en particulier, les chocs sur leurs sièges. Divers dispositifs ont été adoptés dans ce but pour les modèles de pompes créés par le professeur Riedler, et leur examen permet de se rendre compte des progrès successifs réalisés dans la construction des pompes en vue de leur commande directe par moteurs à grande vitesse.

Les figures 406 et 406 *bis* montrent un exemple de corps de pompe Riedler, dans lequel la fermeture des clapets *s* et *d* est obtenue desmodromiquement par des

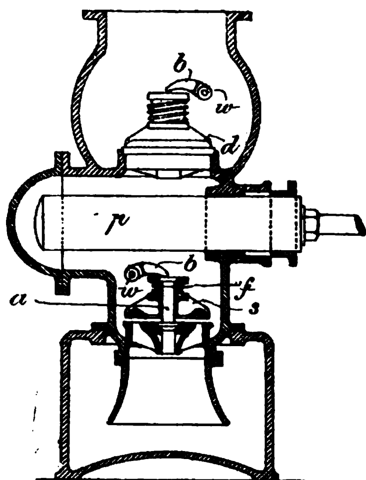


Fig. 406.

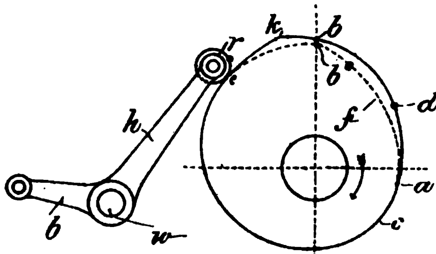


Fig. 406 *bis*.

doigts *b*, *b*, montés sur des axes *w*. Ces axes portent à l'extérieur des leviers *h* sur lesquels agissent des cames *c*, recevant leur mouvement de l'arbre de la pompe par un arbre intermédiaire.

M. Riedler a également obtenu la commande des soupapes par un dispositif qui est représenté par la figure 406 *ter*, et dont la légende de cette figure donne l'explication.

Mais la complication de ce genre de commande et la difficulté d'accès des soupapes diminuaient, dans une mesure très sensible, la valeur des résultats obtenus.

La solution du problème a fait un pas décisif avec la nouvelle pompe *Express* du professeur Riedler.

Nous empruntons en partie les détails qui suivent à l'article paru dans *l'Éclairage électrique* du 5 juillet 1902, sous la signature de M. J. Reyval.

L'ensemble de cette nouvelle pompe est représenté par la figure 407.

La figure 407 *bis* en montre les dispositions essentielles.

En *a* est la soupape d'aspiration. Elle est annulaire, à axe horizontal, et repose sur son siège *b*, lorsque le piston est à fond de course vers la gauche. Dans la course d'aspiration (vers la droite), elle s'ouvre librement à l'afflux de l'eau. L'eau contenue dans le réservoir d'aspiration A, en s'écoulant par son propre poids, assure

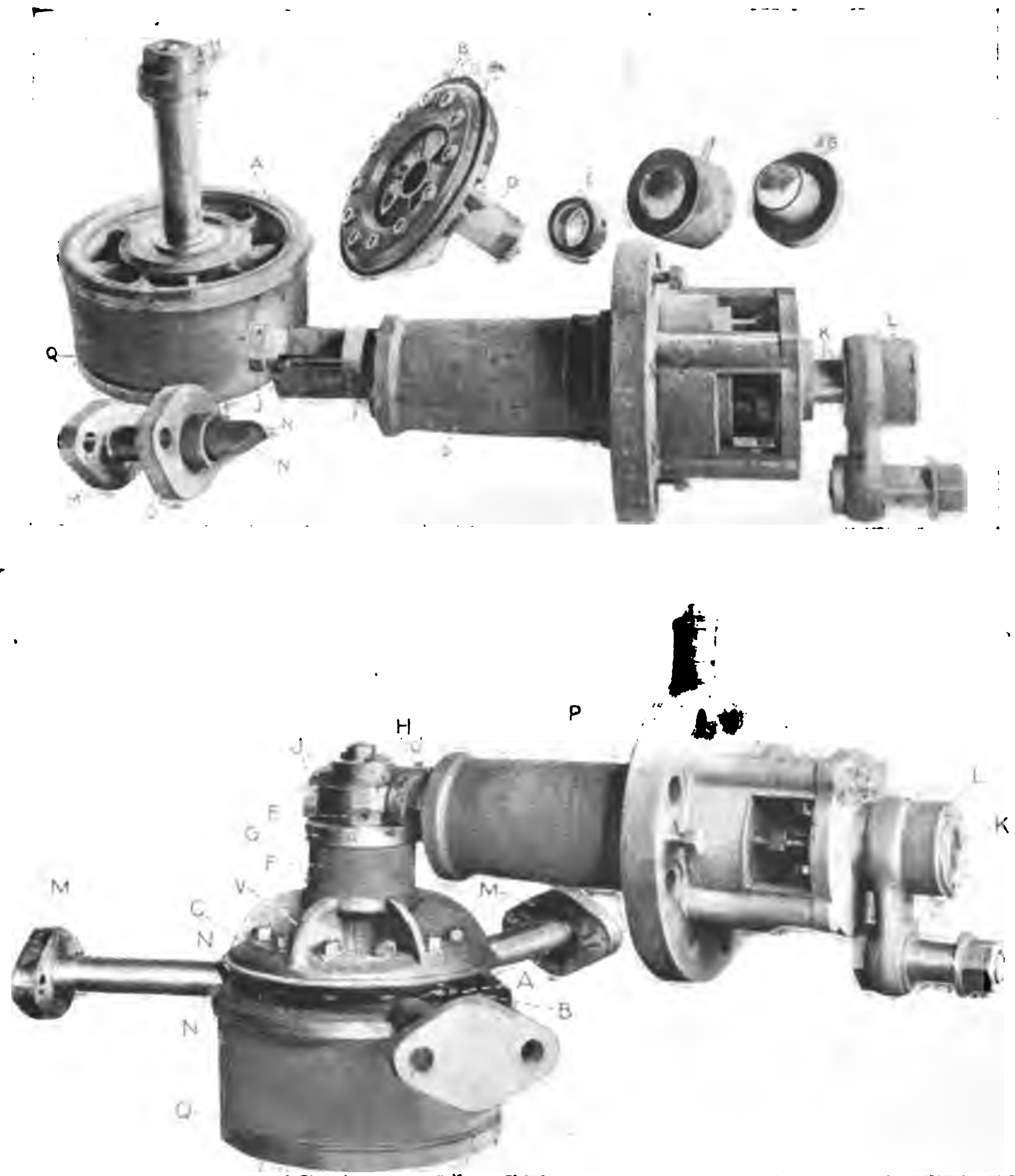


FIG. 406 *ter*.

Le siège A de la soupape a sa tige terminée par un collet H, sur lequel s'enfile le manchon D de la soupape B. Ce manchon reçoit la douille G, retenue par l'écrou E, sur laquelle s'enfile la bague de caoutchouc F, formant tampon. Le siège A est maintenu par des tiges de bronze M, à coins N, passées dans des stuffing-box O, et manœuvrées de l'extérieur de manière à pouvoir facilement caler ou décaler le siège. Les ailettes inclinées V impriment à la soupape, à chaque levée, une rotation telle qu'elle ne retombe jamais deux fois sur le même contact. La soupape est commandée, d'un excentrique de l'arbre moteur, par le levier L et l'axe H, à stuffin-box P, qui, avant la fin de l'aspiration, dont la levée se fait automatiquement, abaisse la soupape et la ferme, empêchant ainsi le choc d'eau au retour du piston. Il y a toujours, entre la soupape et son siège, interposition constante d'une lame d'eau, qui aide à la conservation et au bon fonctionnement de la soupape, en évitant son martelage et en assurant son étanchéité. S'il s'introduit une obstruction entre la soupape et son siège, le tampon F cède sans aucun dégât. La soupape représentée par la figure 2 appartient aux pompes de la Chapin Mining C°, installées à l'Iron Mountain (Michigan), pour refouler 10 mètres cubes par minute, sous une charge de 520 mètres. Vitesse 78 tours par minute. Construites par *Fraser et Chalmers*, de Chicago.

toujours le remplissage du corps de pompe en cas d'insuffisance de l'aspiration. A la fin de cette course, la tête *t* du piston plongeur P ferme la soupape d'aspiration *a*, un instant avant le commencement de la course de refoulement.

La soupape de refoulement *c* est automatique et chargée par des ressorts. On a donc supprimé dans ce modèle toute commande extérieure par bielle et excentrique.

L'eau se maintient à un niveau sensiblement constant dans A, où l'on fait un vide partiel lors de la mise en marche. Ce niveau dépend de la hauteur d'aspiration

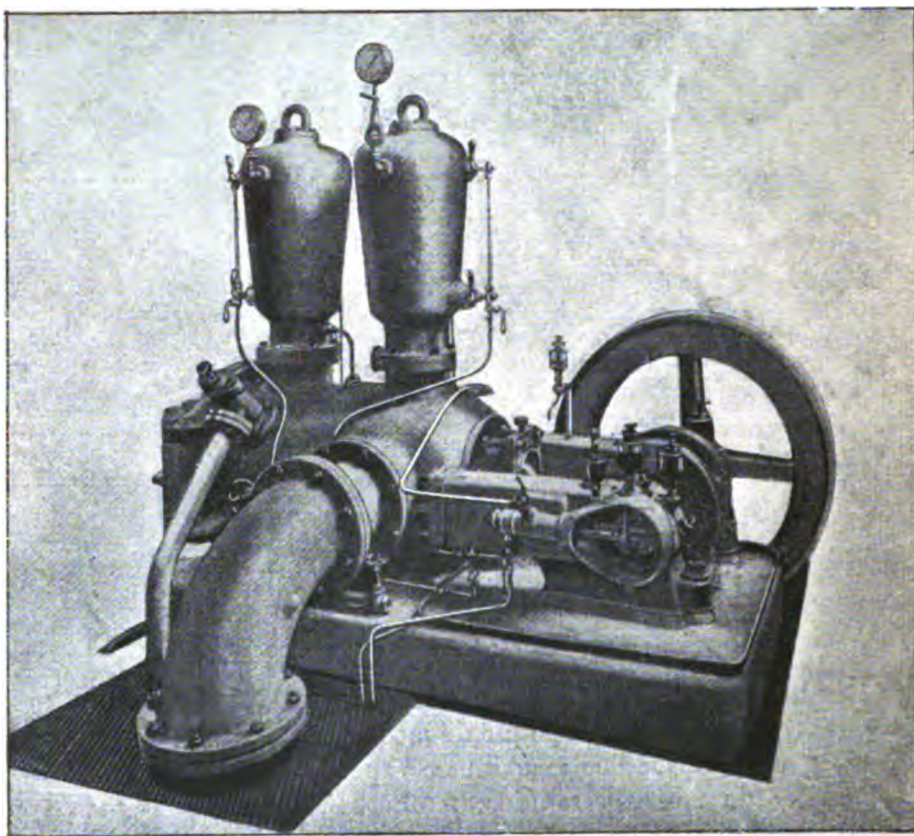


Fig. 407.

et de la pression de l'air dans le réservoir A. Si ce niveau baisse, cette pression diminue et, à la course de refoulement suivante, l'eau remonte au même niveau. Du reste, une petite pompe que l'on voit sur la figure 407 permet de maintenir le vide en A et de comprimer l'air dans le réservoir de refoulement B, disposé à la manière habituelle.

La manivelle de la pompe Express Riedler fait de 150 à 300 tours par minute ; ce nombre varie en sens inverse du débit et de la hauteur d'aspiration, et il augmente avec la pression de refoulement.

Pour des pompes à haute pression et à faible débit, la vitesse peut même dépasser 300 tours.

La vitesse linéaire du piston ne dépasse pas en moyenne 1 mètre à cause de la petitesse de la course.

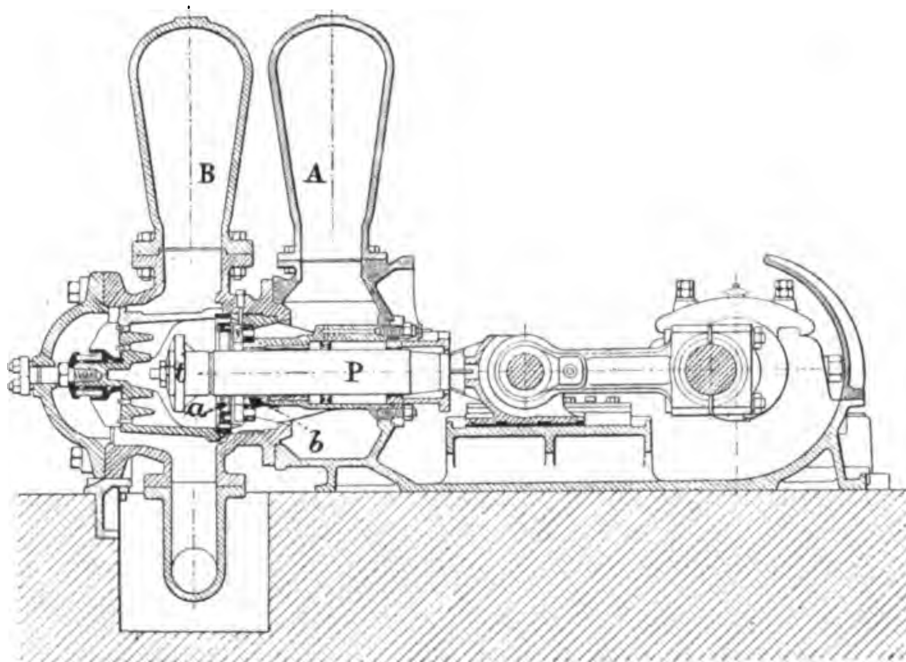


Fig. 407 *bis*.

Les masses soumises aux mouvements alternatifs (piston, bielle, eau, etc.) sont très faibles et, dans la plupart des cas, ces pompes sont construites comme pompes à simple effet.

La fatigue des organes est minime, car la surface de friction du piston est réduite au 1/80, et son poids au 1/200 de ce qu'ils sont dans les pompes ordinaires. La levée des soupapes est très petite, et, la commande de la soupape d'aspiration se faisant par l'intermédiaire de ressorts en caoutchouc, le mouvement est parfaitement silencieux.

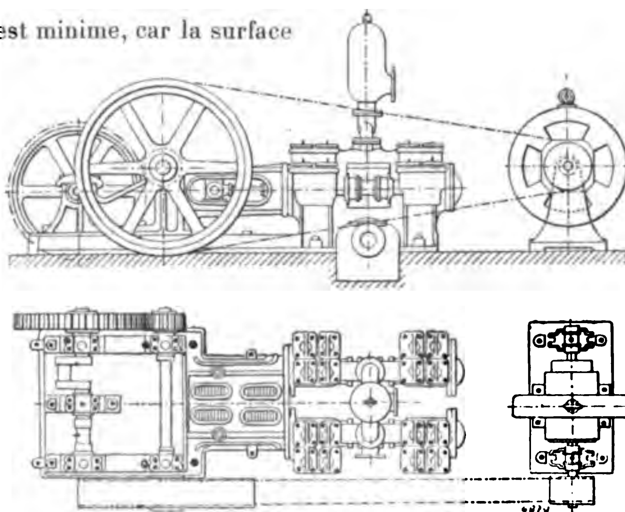
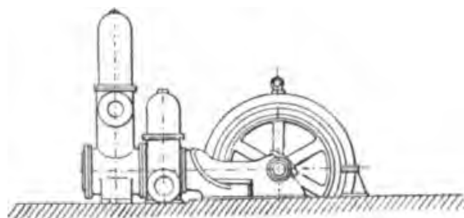


Fig. 408.

Le rendement en volume est de 95 0/0. Le rendement mécanique est très remarquable : il atteint, en moyenne, 80 0/0 et, pour les pompes de compression travaillant de 50 à 300 kilogrammes, il atteint 85 0/0.

Enfin il faut remarquer que, grâce à sa grande vitesse, la pompe Riedler présente un encombrement des plus faibles. Les figures 408 et 408 *bis*, suffisamment explicites par elles-mêmes, en donnent une idée saisissante.

La faiblesse de la masse d'eau mise en mouvement à chaque coup de piston permet d'éviter facilement les coups de bélier, qui sont l'écueil le plus à craindre, particulièrement dans les pompes à haute pression. On y a remédié en partie, jusqu'à présent, en augmentant le nombre des coups de piston et en multipliant les corps de pompes pour diminuer le volume des cylindrées. La pompe Riedler a permis d'obtenir ce résultat d'une façon plus simple. Aux pompes triples, elle permet de substituer une pompe à un seul corps de volume comparable à celui d'un des cylindres de la pompe triple, puisque sa vitesse est sensiblement le triple de celle des modèles courants. Elle découpe, dans la masse liquide à transporter du niveau inférieur au niveau supérieur, de véritables disques d'eau dont le volume et le poids sont assez réduits pour que les chocs en retour accidentels soient insignifiants.



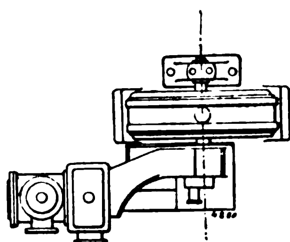


Fig. 408 *bis*.

CHAPITRE III

POMPES A MOUVEMENT CONTINU

I

POMPES ROTATIVES

Les pompes rotatives utilisent pour l'élévation de l'eau un effort moteur transmis de façon quelconque à un arbre tournant; comme les pompes centrifuges, elles sont à mouvement continu : elles tournent beaucoup moins vite et, d'ailleurs, il y a, entre ces deux types de machines, une différence fondamentale.

Dans les pompes centrifuges, les organes animés d'un mouvement circulaire communiquent au liquide — grâce à la force centrifuge — une force vive souvent considérable; par la suite, cette force vive est utilisée — la vitesse étant peu à peu transformée en pression — à élever l'eau à une certaine hauteur.

Au contraire, dans les pompes rotatives, le rôle des organes tournants consiste seulement à donner naissance à des cavités (sortes de poches) qui sont remplies par le liquide à l'aspiration et qui, le déversant ensuite dans le compartiment ou la tuyauterie du refoulement, obligent le niveau à monter — dans ce compartiment ou cette tuyauterie — jusqu'à la hauteur d'élévation qu'on veut obtenir.

Il n'est pas inutile de présenter, dès maintenant, quelques observations. Quelles que soient d'ailleurs les circonstances de son mouvement, l'eau reste un liquide pratiquement incompressible et, de plus, les étranglements, les remous, les variations brusques de vitesse sont toujours des causes de pertes de force vive. De même, les frottements des organes tournants l'un contre l'autre, encore qu'ils soient atténués par la présence de l'eau, n'en existent pas moins, et ce, au détriment du travail utile produit.

Lors donc qu'on aura à étudier une pompe rotative, c'est surtout sur ces points que devra porter l'attention. Les espaces offerts au liquide devront être tels qu'il n'ait pas à s'y comprimer. On devra éviter de faire passer l'eau par des orifices étranglés, éviter aussi les changements brusques d'accélération de la masse liquide. Les frottements des organes devront être réduits à leur minimum, quitte à « sacrifier dès le début une jointivité souvent plus apparente que réelle ». En effet, si, pour éviter les

fuites, on ajuste trop exactement les organes tournant les uns sur les autres, on aura, de ce fait, des frottements considérables, dont le premier effet sera une diminution du rendement de la pompe par augmentation des résistances passives, et le second une usure des organes qui fera disparaître la jointivité qu'on désirait obtenir.

L'étude théorique des pompes rotatives est complexe, par suite des formes variables et souvent compliquées des poches; la méthode des diagrammes permet de simplifier considérablement cette étude par l'établissement et l'examen de trois diagrammes : celui du travail, celui de l'aspiration et celui du refoulement.

J'indiquerai par la suite, en application sur une ou deux pompes, cette méthode, très longuement exposée par M. Poillon dans son *Traité des Pompes et Machines à élever les eaux;* cet auteur a consacré une importante partie de son ouvrage aux pompes rotatives, et je lui ferai quelques emprunts pour la description des types qui va suivre.

Les pompes rotatives sont à un ou deux axes : j'étudierai successivement ces deux classes.

A. — POMPES ROTATIVES A UN SEUL AXE

La plupart des pompes rotatives à un seul axe rentrent dans une des catégories suivantes :

1° Pompes à palettes articulées, constituées par un rouleau excentré portant des palettes articulées et mobiles autour d'axes tantôt parallèles à l'arbre moteur, tantôt perpendiculaires à cet arbre;

2° Pompes dont les palettes coulissent dans des alvéoles *ad hoc*, ménagées dans le rouleau. Le nombre des palettes peut varier de 2 à 4. Si l'on a deux palettes, le mouvement de l'eau est loin d'être continu et se rapproche de celui qu'elle prend dans une pompe à mouvement alternatif : il faut alors des réservoirs d'air. Avec trois palettes, la régularité est beaucoup plus grande et les réservoirs d'air peuvent être supprimés. Enfin, une distinction s'établit encore par la nature des procédés employés pour assurer la jointivité. On peut faire usage ou de guides fixes ou de ressorts;

3° Pompes à un axe spéciales et notamment sans palettes.

Dans la description qui va suivre, je donnerai au moins un exemple de chacun des types dont je viens de tracer rapidement les caractères fondamentaux.

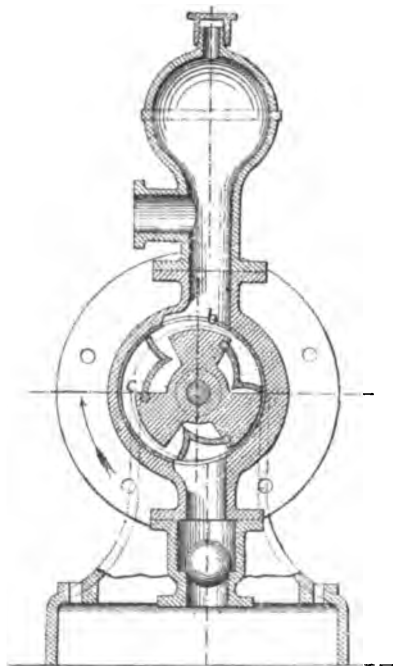


FIG. 409.

Pompe Houyoux. — La pompe est (*fig.* 409) à trois palettes articulées. Le corps de pompe cylindrique porte deux tubulures verticales et opposées correspondant l'une à l'aspiration, l'autre au refoulement, cette dernière munie d'un réservoir d'air.

Le tambour *b* qui tourne dans le cylindre est excentré par rapport à celui-ci, il porte trois évidements dans lesquels peuvent se mouvoir trois palettes *c* articulées, mobiles autour d'axes faisant partie du tambour lui-même.

L'appareil est muni d'un clapet de retenue sur l'aspiration.

Pompe Erémac. — Cette pompe comporte (*fig.* 410 et 411) deux palettes coulissant dans des alvéoles convenables et maintenues en contact avec la périphérie par des ressorts.

Le cylindre de la pompe a reçu deux larges rainures longitudinales constituant l'aspiration et le refoulement. L'arbre moteur est excentré par rapport au cylindre. Le rouleau porte une large mortaise, dans laquelle peuvent coulisser les deux palettes, dont l'épaisseur est égale à celle des rainures d'aspiration et de refoulement.

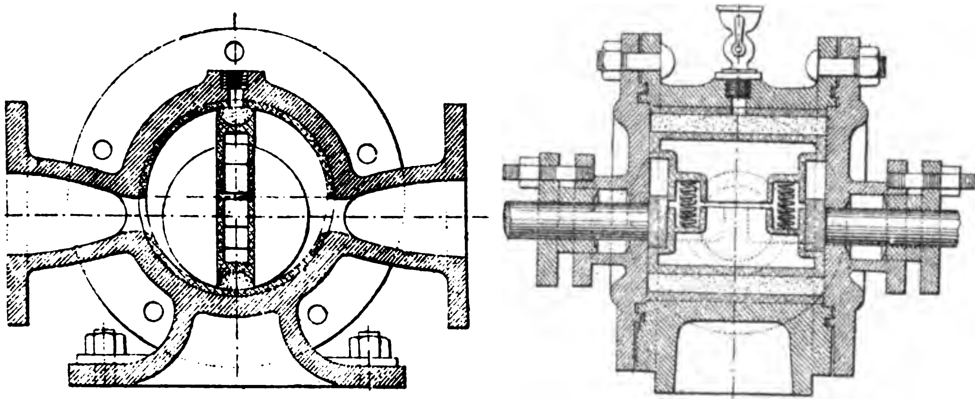


Fig. 410 et 411. — Pompe *Eremac.*

La jointivité est assurée par deux ressorts en spirale bien visibles sur la figure, qui viennent appuyer les palettes sur la paroi du cylindre; les palettes elles-mêmes ont été percées d'une gorge, dans laquelle on place une pièce métallique dont la surface externe est cylindrique et tracée avec le même rayon que la surface interne du cylindre : ainsi le contact a toujours lieu suivant une génératrice du cylindre.

Cette pompe est très simple et très ingénieuse ; mais l'eau n'y prend pas un mouvement continu, et les volumes engendrés à chaque instant par les palettes sont très variables. M. Poillon, dans l'étude très complète qu'il a faite de cette pompe, montre que son rendement théorique ne dépasse pas 0,40.

Pompe Moret et Broquet. — Ici nous avons (*fig.* 412) trois palettes mobiles disposées à 120° l'une de l'autre. L'aspiration et le refoulement sont disposés de manière que leur axe soit commun et sensiblement confondu avec le côté du triangle équilatéral inscrit dans la circonférence de section.

La figure 412 montre que le rouleau, excentré par rapport au cylindre dans lequel il tourne, porte trois palettes radiales C qui coulissent dans des mortaises *ad hoc*. Les palettes sont constamment maintenues en contact avec la surface intérieure du cylindre par deux bagues concentriques H et D formant guides et bien visibles sur la

figure ; on obtient ainsi trois chambres alternativement aspirantes et foulantes et le mouvement de l'eau est assez régulier.

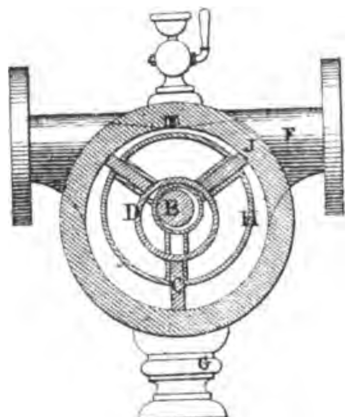


Fig. 412. — Pompe *Moret et Broquet.*

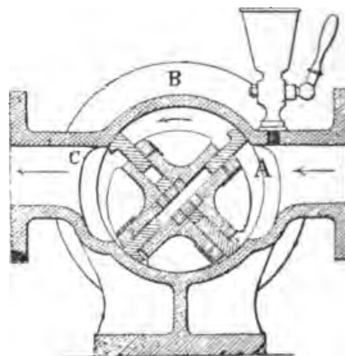
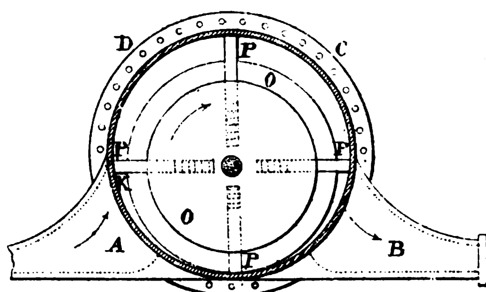


Fig. 413. — Pompe *Samain.*

Pompe Samain. — Dans la pompe Samain, représentée par la figure 413, l'aspiration A et le refoulement C sont diamétralement opposés; le rouleau excentré présente ici la forme d'une croix et, dans chacune des quatre branches, peut glisser une palette de forme très simple.

Le tambour, intérieurement, n'est pas circulaire; mais sa section est constituée par deux arcs de cercle de rayons différents raccordés par des courbes tangentes. Les mouvements de deux palettes opposées sont rendus solidaires par une petite tige ronde qui les réunit; il s'ensuit que chaque palette travaille à son tour, seulement sur le parcours ABC, et que, pendant qu'elle travaille, elle ne coulisse pas dans ses rainures : c'est là un avantage, puisqu'on évite ainsi de faire glisser les palettes au moment où les pressions latérales qu'elles supportent sont les plus grandes.

Pompe Rouffet. — C'est encore une pompe à quatre palettes radiales : les figures 414 et 415 en donnent la disposition; ici les palettes P sont maintenues en



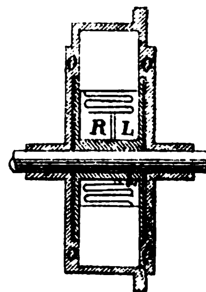


Fig. 414 et 415. — Pompe *Rouffet.*

contact avec la boîte intérieure par l'intermédiaire de deux ressorts, tels que R, et d'une sorte de cheville I qui traverse l'axe et agit d'un ressort sur l'autre.

Le rouleau tournant est excentré dans la boîte en laiton ABCO et reste tangent au corps de pompe suivant une même génératrice.

Les ouvertures A et B constituent l'aspiration et le refoulement.

Chaque palette est formée de feuilles de cuir superposées et maintenues ensemble par des vis. Quand les palettes se déplacent, c'est d'abord la cheville qui agit, comme dans le cas d'une jonction rigide, puis ensuite le ressort assure le contact.

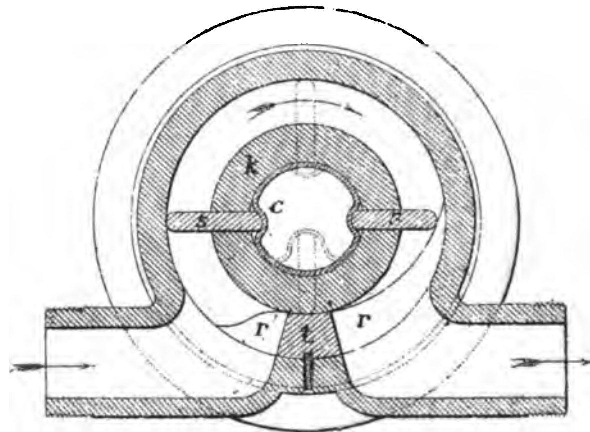


Fig. 416.

Pompe Brédo. — Je signale encore ce type de pompe à deux palettes, parce qu'il nous montre une idée absolument différente de celles que nous avons jusqu'ici rencontrées. Ici, les palettes appuient sur un cylindre en caoutchouc qui, obligé de se déformer sous leur effort, fait ressort et maintient le contact des palettes et du corps de pompe; tout ceci bien visible sur la figure 416.

Les palettes *s*, coulissant dans le rouleau *k*, sont, à la partie inférieure du corps de pompe, guidées par les rainures latérales *r*, grâce à quoi elles peuvent franchir la cloison *t* qui sépare l'aspiration du refoulement.

Pompe Vialatte. — C'est (*fig.* 417 et 418) une pompe à une seule palette qui,

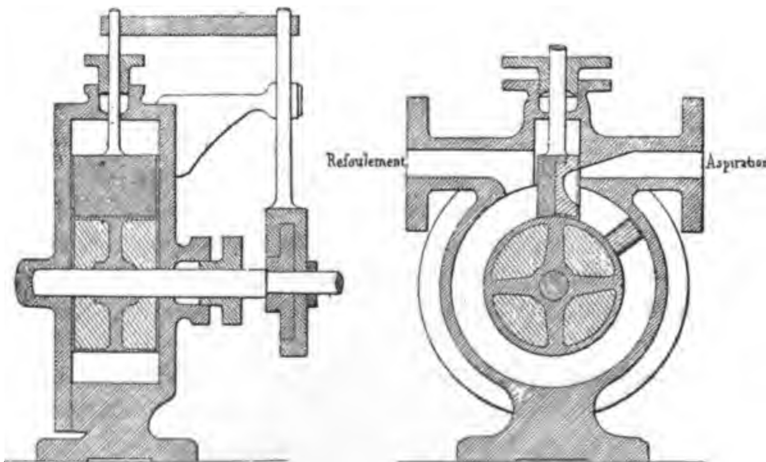


Fig. 417 et 418. — Pompe *Vialatte*.

fixée sur le rouleau, agit comme un piston ordinaire en faisant derrière elle l'aspiration et le refoulement devant elle.

Les espaces d'aspiration et de refoulement sont, d'autre part, séparés par une sorte de tiroir qui s'appuie sur le rouleau tournant et qui, mû en temps opportun par une came extérieure, se soulève rapidement pour laisser passer juste quand il faut la palette tournante, et retombe aussitôt après.

Il est douteux que cela fonctionne à merveille et l'usure doit être importante.

Pompe « Comète » Bartrum et Powell. — La figure 419 représente une pompe assez originale fabriquée par MM. Bartrum et Powell, de Londres. Son mécanisme est le suivant :

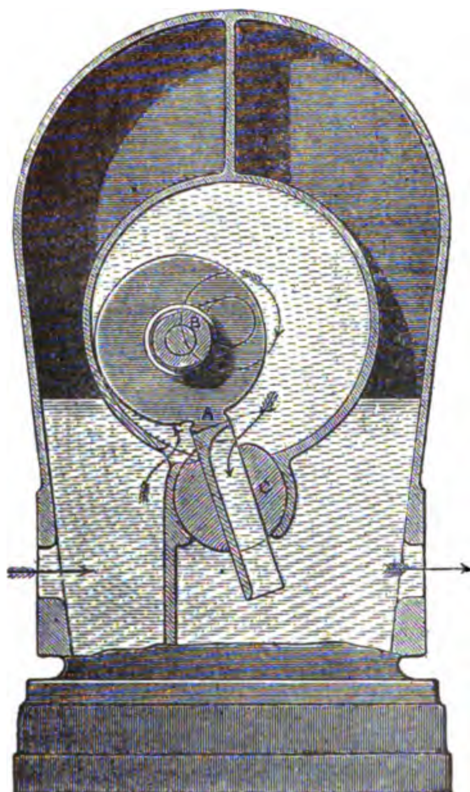


Fig. 419. — Pompe *Comète*.

On fait tourner l'arbre coudé B, qui entraîne dans son mouvement le piston excentré A, qui tourne en restant toujours tangent à l'intérieur du corps de pompe. La queue du piston se déplace d'un mouvement alternatif de haut en bas dans un guide cylindrique oscillant C. Il en résulte que, d'un côté du piston, l'eau est aspirée par une ouverture du cylindre et que, de l'autre, l'eau précédemment absorbée est refoulée par la queue, comme sur la figure.

Pour ajuster le piston à l'intérieur du cylindre et rattraper au besoin le peu d'usure, il suffit de déplacer l'excentrique sur le tourillon de la manivelle et de la fixer au moyen de l'écrou.

La *Revue industrielle* de décembre 1880 décrit une pompe de ce type qui fut construite par MM. Tulpin frères, de Rouen (*fig.* 420 et 421).

On remarquera que la pompe « Comète » comporte des réservoirs d'air à la fois sur l'aspiration et sur le refoulement. Le piston est guidé latéralement par les plateaux H et H', dont on peut d'ailleurs modifier le serrage.

Le piston D et sa queue EE sont continuellement lubrifiés, restant en permanence dans le liquide. Enfin on peut, en renversant le sens de rotation, aspirer par la queue et refouler d'autre part : on arrive ainsi, le cas échéant, à déboucher les passages obstrués.

La *Revue industrielle* précitée donne les résultats des expériences faites sur une pompe débitant 1 mètre cube par minute et ayant les caractéristiques suivantes :

Diamètre des tuyaux d'aspiration et de refoulement. . .	$0^{m},100$
Capacité de la pompe.	$12^{lit},300$
Distance de la surface de l'eau à l'orifice d'aspiration. .	$8^{m},360$
Colonne d'eau de refoulement	12 ,160
Nombre de tours par minute.	84

Le rendement en volume a été trouvé de 84 0/0.

Fig. 420 et 421. — Pompe *Comète*.

Pompe à rouleau trèfle. — Pour réaliser un mouvement pratiquement continu de l'eau, on avait songé au dispositif de la figure 422. Le rouleau n'est plus excentré dans le corps de pompe, et sa section est une sorte de trèfle.

Une cloison C vient s'appuyer sur les génératrices de ce cylindre et sépare ainsi à chaque instant l'aspiration A et le refoulement R; un ressort maintient le contact.

Un pareil système était condamné à des frottements considérables et à une usure rapide.

Fig. 422.
Pompe à rouleau trèfle.

Pompe Ortmans. — C'est encore (*fig.* 423 et 424) une pompe rotative à un seul axe d'un type spécial assez difficile à classer. Le plateau est une surface gauche engendrée par deux S réunis par leurs extrémités; ce plateau-piston tourne dans un cylindre de même diamètre, et les sommets des ondulations du plateau tangentent en deux points les parois du corps de pompe.

L'eau, arrivant par une ouverture pratiquée dans la boîte, remplit l'espace compris entre deux plis consécutifs du plateau et la paroi; dans le mouvement de rotation, l'eau est entraînée et s'écoule par une autre ouverture percée dans la boîte,

grâce à une cloison convenablement disposée au travers de laquelle le plateau seul peut passer.

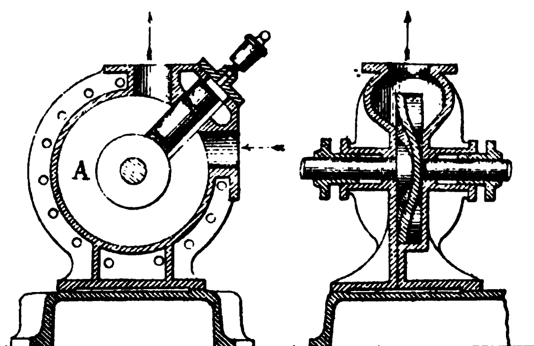


Fig. 423 et 424. — Pompe *Ortmans*.

La susdite cloison est une sorte de cylindre-tiroir tournant librement autour d'un axe situé suivant un rayon du plan médian de la pompe, et dans lequel est ménagée une fente qui laisse passer le disque à frottement doux. C'est le mouvement du disque qui fait tourner le tiroir, et celui-ci sépare la boîte de la pompe en deux parties dans lesquelles l'eau est aspirée, puis refoulée. L'usure doit encore être très importante. Originaire de Belgique, cette pompe a été construite également à Lyon, chez M. Buffaud.

Pompe à piston tournant de Peok. — Cette pompe est une combinaison du type « à plongeur ordinaire » et du type « rotative ».

Le corps de pompe (*fig.* 429) est d'aspect cylindrique, avec de larges orifices opposés pour l'aspiration et le refoulement; deux couvercles opposés portent, l'un un coussinet et un tourillon, l'autre un arbre coudé muni d'une manivelle intérieure.

Dans le corps de pompe, tourne un tambour cylindrique mû par un arbre excentré. Ce tambour est percé d'un trou cylindrique perpendiculaire à l'arbre, et de diamètre aussi grand que possible. Dans ce trou, s'adapte un piston, qui est lui-même percé d'un trou perpendiculaire à la direction de la longueur et, dans ce dernier trou, se peut mouvoir également un petit piston. Ce dernier piston est muni d'une ouverture pratiquée perpendiculairement à son axe, c'est-à-dire parallèlement à l'axe de l'arbre, et, dans celle-ci, est ajustée la manivelle de l'arbre coudé.

Dès lors, on voit que l'arbre central et le tambour qui y est attaché tournent ensemble pendant que l'arbre coudé et le petit piston tournent aussi. Ces deux organes tournants, tambour et petit piston, sont réunis par le piston intermédiaire, qui, pouvant se mouvoir dans deux directions perpendiculaires, peut prendre un mouvement combiné de rotation et de va-et-vient.

Le fonctionnement sera facilement compris par l'inspection des figures 425 à 428. Admettons que l'arrivée d'eau se fasse à droite et le refoulement à gauche, et que l'arbre coudé se trouve verticalement au-dessous du centre du corps de pompe, alors le piston principal sera à l'extrémité de sa course, au fond, comme le montre la figure 425.

Si, comme l'indique la flèche, le tambour se déplace vers la gauche, à un huitième de tour on aura la position de la figure 426, à un quart de tour celle de la figure 427, à trois huitièmes de tour celle de la figure 428, après quoi on retombe sur la première position.

On voit que, dans la figure 425, le petit piston aspire d'un côté et refoule de

l'autre ; dans la figure 426, les deux pistons fonctionnent; dans la figure 427, le plus grand est au milieu de sa course et le petit n'agit plus ; enfin, dans la figure 428, ils agissent à nouveau tous les deux.

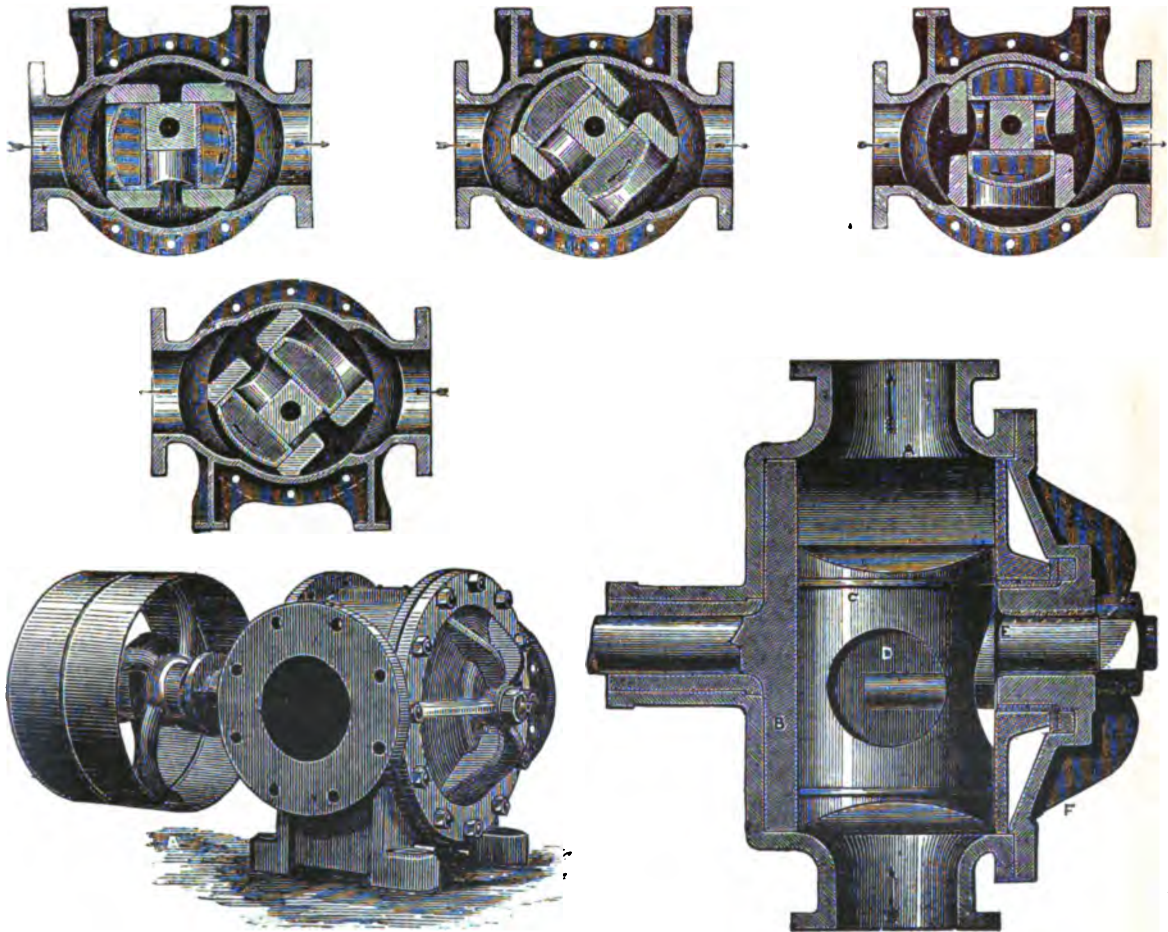


Fig. 425 à 429. — Pompe à piston tournant *Peck*.

Lorsque l'appareil tourne rapidement, le mouvement des deux pistons ressemble beaucoup au mouvement d'un excentrique ordinaire, et, comme les deux pistons se vident deux fois en un tour, le mouvement du liquide est bien régulier.

On s'est servi surtout de cette pompe pour pomper les moûts, les huiles, les eaux ammoniacales. Elle peut servir à épuiser des gaz ou de l'air, sans nécessiter de grandes dimensions.

Pompe Oddie. — Cette pompe, connue sous le nom de pompe à actions positive et centrifuge combinées, est représentée par les figures 430 à 433 ci-jointes (1).

L'intérieur de la pompe est constitué par un tambour en fonte avec ailettes en

(1) *Engineering*, mars 1892.

bronze phosphoreux assez semblable à celui d'une pompe centrifuge ; l'eau arrive par la partie centrale du disque, et l'écoulement a lieu par un orifice ménagé à la périphérie sur l'enveloppe formant corps de pompe.

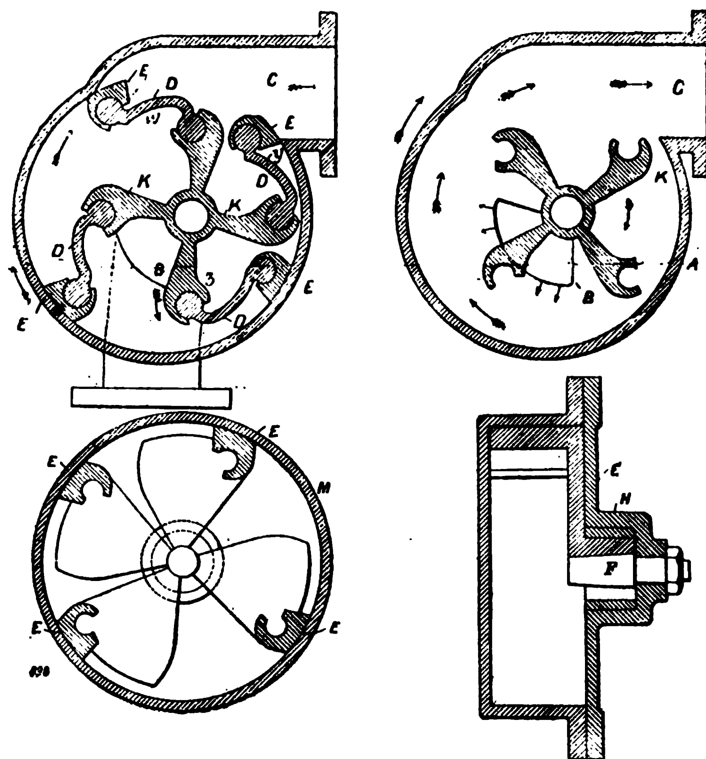


Fig. 430 à 433. — Pompe mixte *Oddie*.

Le disque est calé sur un arbre excentré dans le corps de pompe (*fig.* 430), de sorte que les volumes occupés par l'eau vont en croissant de l'aspiration au refoulement ; on voit que, sous l'influence de la force centrifuge, l'eau arrivera par B pour sortir par C (*fig.* 431).

Les ailettes du tambour portent à leur périphérie des alvéoles dans lesquelles sont emmanchées des palettes mobiles D, terminées par une sorte de sabot E faisant partie d'un panneau segmentaire (*fig.* 432), et chaque panneau est muni d'une branche en saillie s'ajustant dans un renflement H, placé au centre du couvercle.

On voit qu'ainsi les sabots E sont disposés de façon à presque toucher le corps de pompe, formant ainsi un joint pratiquement étanche. On comprend que, si la pression de l'eau s'exerçait directement sur les sabots et les appuyait sur le corps de pompe, on aurait un frottement et une usure considérables. Au contraire, avec la disposition adoptée, les efforts se transmettent par le panneau ; il n'y a pas frottement de E sur le cylindre, mais seulement frottement dans le renflement H, sur la tige effilée F, qui est ajustable.

La figure 430 montre, de plus, la quantité d'eau débitée ; on y voit qu'un espace

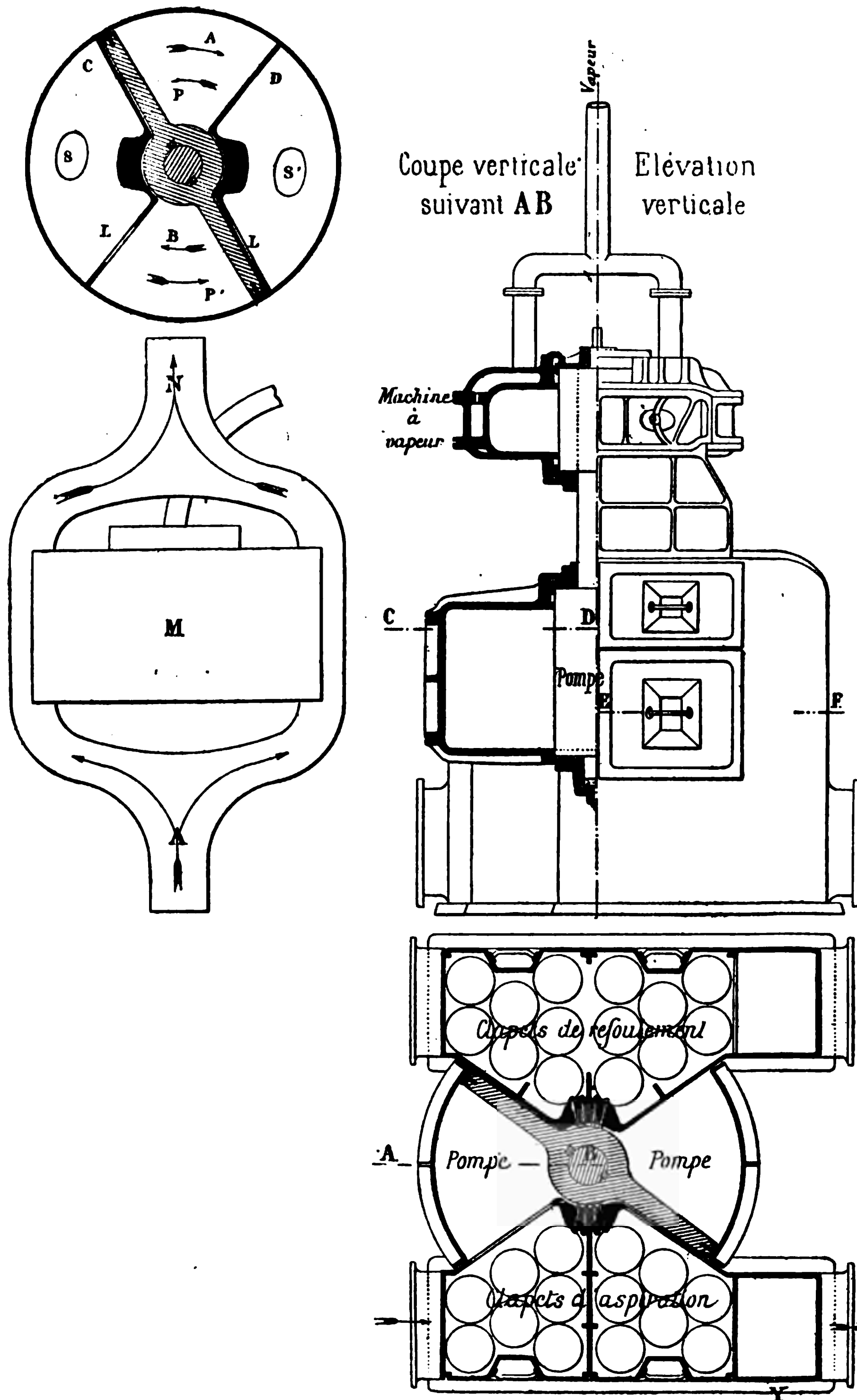


Fig. 434 à 437. — Pompe Klein.

est plein d'eau, un autre en remplissage, un troisième vient de se vider, enfin un quatrième est en train de se vider ; de sorte que, chaque espace se vidant en un tour, la quantité d'eau ainsi débitée est plus grande que la capacité de la pompe entière.

Toutes les pièces de la pompe sont interchangeables.

La pompe décrite débitait 140 mètres cubes à l'heure ; elle occupait un espace de moins de deux pieds sur trois ; le poids total de sa machine était inférieur à 8 tonnes.

Pompe Klein. — MM. Klein, Schmoll et Gaertner ont construit, il y a quelques années, une pompe rotative d'un genre particulier, caractérisée par ce fait qu'elle est mise en mouvement par un moteur fonctionnant de la même façon qu'elle.

L'appareil se compose (*fig.* 434 et 435) d'un cylindre vertical en fonte partagé en quatre compartiments par deux cloisons dont les figures donnent la disposition. Un piston, composé d'un manchon portant deux ailes rectangulaires diamétralement opposées, peut prendre dans deux compartiments un mouvement alternatif. Les deux autres compartiments sont munis chacun de deux soupapes, qui établissent la communication avec l'aspiration ou le refoulement.

Le fonctionnement est très simple : Dans le compartiment A, on fait arriver alternativement sur les faces verticales du piston, au moyen d'un tiroir, un fluide moteur, la vapeur ou l'air comprimé, et l'autre partie de ce piston aspire, au moyen des orifices L et L, l'eau dans les compartiments de chaque côté et la refoule ensuite à la façon d'une pompe aspirante et foulante à double effet.

Les inventeurs ont construit différents types plus ou moins compliqués, dans le but d'empêcher les condensations de vapeur dans le compartiment moteur, inconvénient qui n'existe pas quand on peut employer l'air comprimé.

Les figures 436 et 437 représentent un de ces modèles, dans lequel le moteur est séparé de la pompe, mais en restant calé sur le même arbre.

B. — POMPES ROTATIVES A PLUSIEURS AXES

L'invention des pompes rotatives à plusieurs axes n'est pas récente. On trouve en effet, dans la *Description du Cabinet de M. Gontran de Servière*, un modèle dont je donnerai l'indication, par curiosité, en faisant remarquer qu'il date de cent quatre-vingts ans.

Pompe de Servière. — Les deux engrenages A et B (*fig.* 438 et 439) sont solidement construits, en bois ou en métal ; la boîte CD, dans laquelle ils tournent, est jointive et ne présente que deux ouvertures : une largement ouverte en D, une plus petite en relation avec le tuyau d'évacuation en E.

La boîte est placée dans le puits ou dans le réservoir, d'où elle peut puiser l'eau et y être solidement fixée, de manière à être toujours ouverte par l'eau. A l'engrenage A, est fixé un arbre coudé G, réuni par la pièce de fer I à un deuxième arbre coudé H ; une cheville fixe K, guidant la glissière de la pièce I, établit la solidarité entre les mouvements des arbres H et G. On voit qu'en faisant tourner la roue L, et par suite

le coude H, on déterminera la rotation de A et, par suite, de B. Dans ces conditions, l'eau sera amenée de D en E, et l'afflux continuel obligera l'eau à monter dans le tuyau.

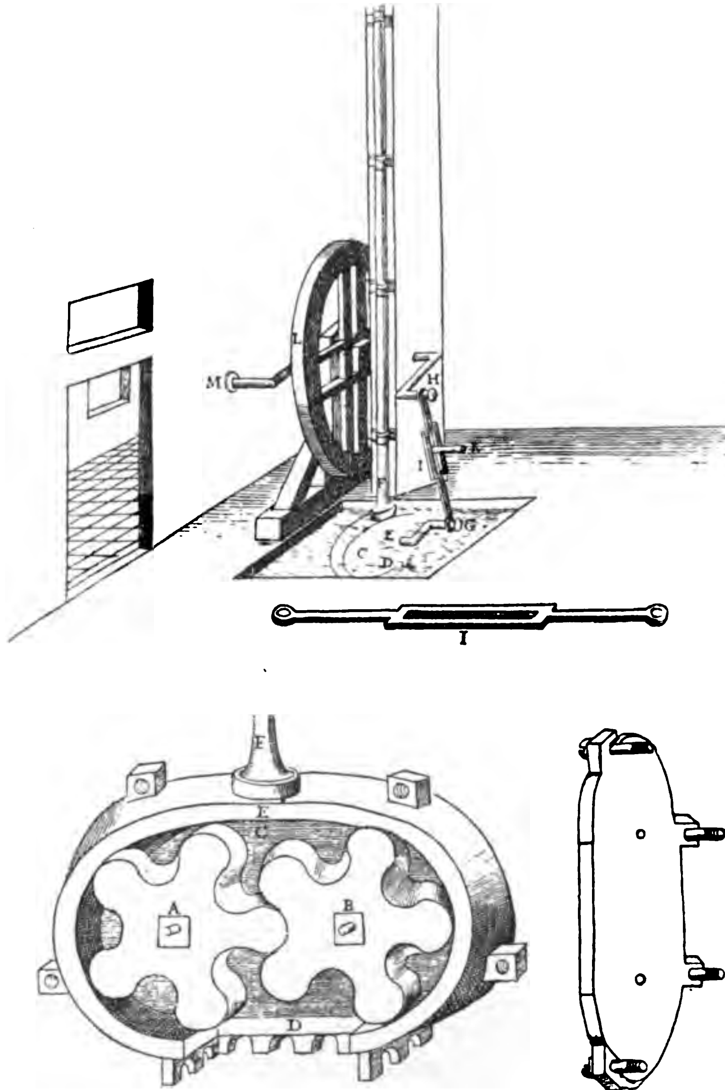
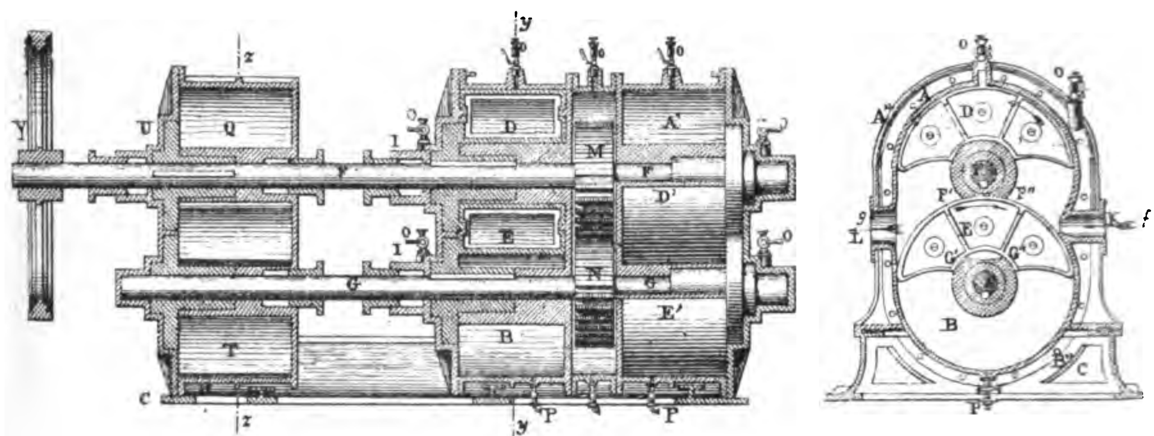


Fig. 438 et 439. — Pompe *de Servière.*

Pompe Behrens. — Cette pompe, adoptée comme machine d'épuisement de cale du *Solférino*, est une pompe rotative mue par une machine à vapeur rotative, les deux machines étant de même système et directement attelées l'une sur l'autre.

La figure 440 donne la coupe de l'ensemble de cette pompe. AB est le premier cylindre à vapeur, A'B' le second. Chacun de ces cylindres est composé de deux portions circulaires réunies par des parties planes. D et E sont les cames du cylindre AB, D' et E' celles de l'autre ; elles sont calées toutes les quatre sur les deux arbres en acier F et G, et leurs mouvements sont solidarisés par la liaison d'engrenage MN ;



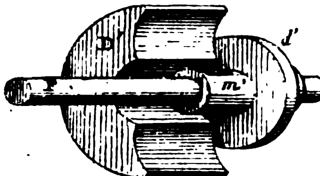


Fig. 440 à 442. — Pompe *Behrens*.
Coupe longitudinale, coupe *yy* et détail d'une came.

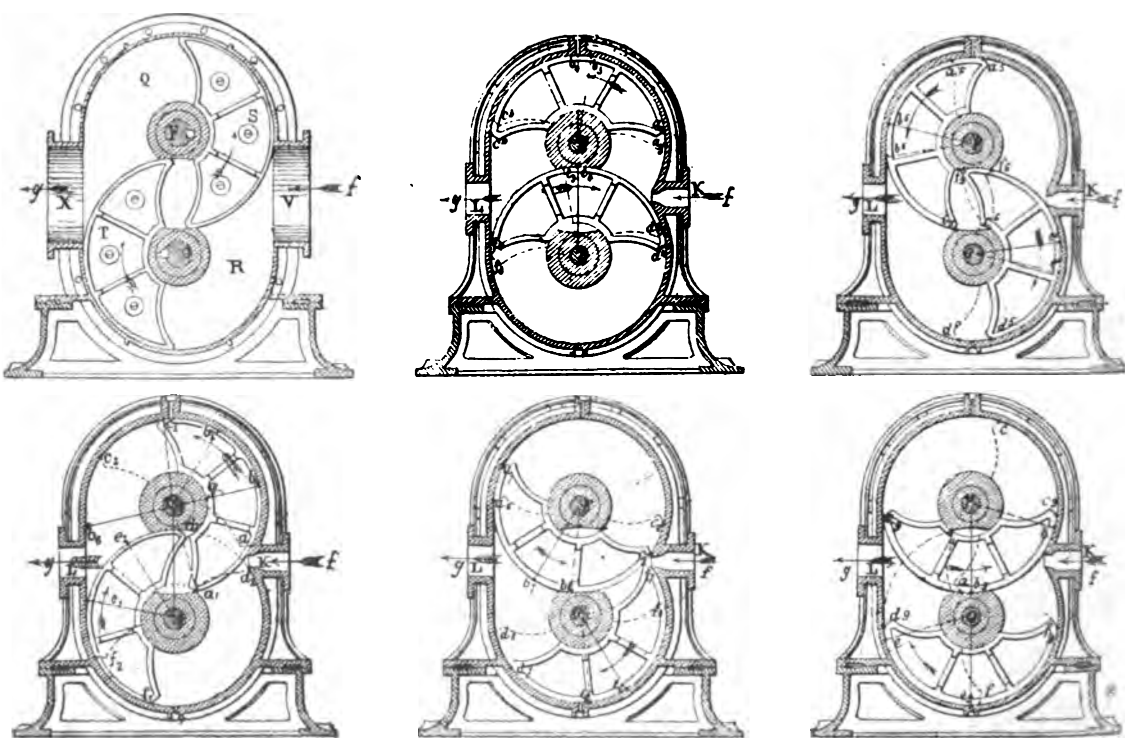


Fig. 443 à 448. — Pompe *Behrens*. Coupe *zz* (*fig.* 440) de la pompe et *yy* du moteur pendant un tour.

ces engrenages ayant le même nombre de dents, les déplacements angulaires des cames sont toujours égaux.

Enfin QR est le corps de pompe dans lequel se déplacent les cames S et T, calées elles aussi sur les arbres F et G.

Les figures 441 et 443 donnent les positions respectives des cames ; la figure 442 donne une vue en perspective d'une des cames : elles sont toutes de même modèle.

La vapeur arrive dans le sens *f* par l'orifice K et sort dans le sens *g* par l'orifice L. L'eau entrée par V s'échappe par X.

Les roues M et N étant calées une fois pour toutes, de façon à ce que les cames aient la position relative de la figure 441, toutes les positions successives en résultent nécessairement : elles sont représentées par les figures 444 à 447.

Cette machine devait élever 30 mètres cubes d'eau par minute à une hauteur de 10 mètres. La vitesse de rotation était de 100 tours par minute.

Pompe « Tambour » Johnson. — La figure 449 représente la pompe rotative connue sous le nom de « Tambour » et construite par M. Johnson, de Manchester. L'inventeur prétend que, grâce à son système, l'eau qui circule dans la pompe la traverse d'un courant uniforme et constant, et que, de ce fait, il n'y a aucune perte de puissance.



Fig. 449.

Le piston tournant, visible à droite de la figure, balaie dans sa rotation la paroi cylindrique du corps de pompe ; de plus, il pénètre dans un tambour cylindrique grâce à des ouvertures de forme telle que les frottements soient réduits au minimum, ne s'effectuant que sur la portion indiquée en pointillé sur la figure.

Les deux parties tournantes ont leurs mouvements assurés par des engrenages qui doivent être très soigneusement placés ; la pompe peut être actionnée par telle machine qu'on désire, voire même au moyen d'une manivelle ou d'un engrenage à main ; enfin le tambour tournant, ayant peu ou point de travail à faire, n'exige pour son mouvement qu'une puissance minime.

Pompe Stewart. — Cette pompe, représentée par les figures 450 et 451, est construite par MM. Thornston et Gibbin, de Bradford. Elle est appelée « Pompe rapide ».

On voit qu'elle se compose de deux pistons tournants trilobés, calés sur des arbres tournant en sens inverse. La particularité est que chaque piston se compose de deux sections montées sur l'arbre de telle sorte que les lobes de l'une soient en face des vides de l'autre. Enfin le piston tournant inférieur fait marcher le piston supérieur, les lobes s'accrochant et agissant comme les dents d'un véritable engrenage. Cette pompe a, relativement à son volume, un débit considérable et peut tourner rapidement.

Pompe Morgan. — La pompe rotative Morgan n'est qu'un perfectionnement de la pompe Stewart. Elle est basée sur le même principe en ce qui concerne la construc-

tion et le fonctionnement et n'en diffère que par des détails qui ne sont pas sans intérêt.

Le corps de pompe est disposé verticalement, c'est-à-dire que les axes de rotation

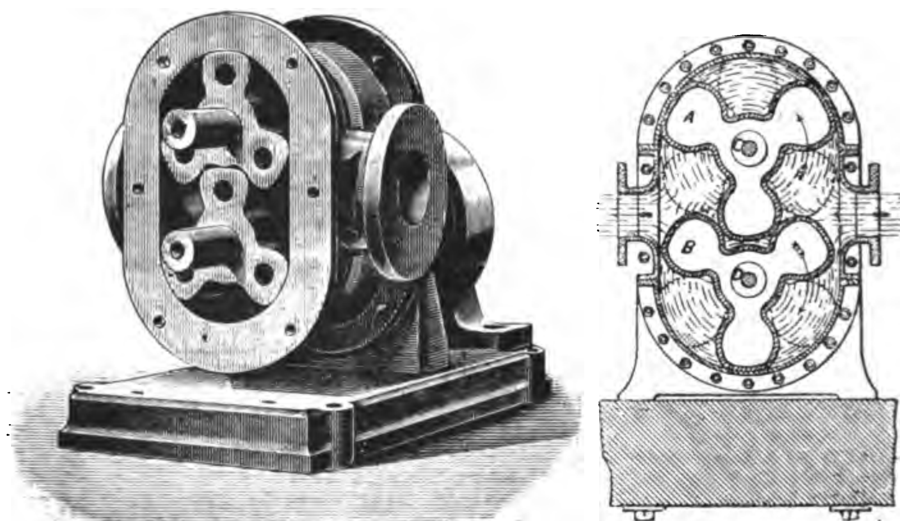


FIG. 450 et 451. — Pompe Stewart.

sont verticaux et l'ensemble du mécanisme (*fig.* 452) est fixé par des boulons *c* sur

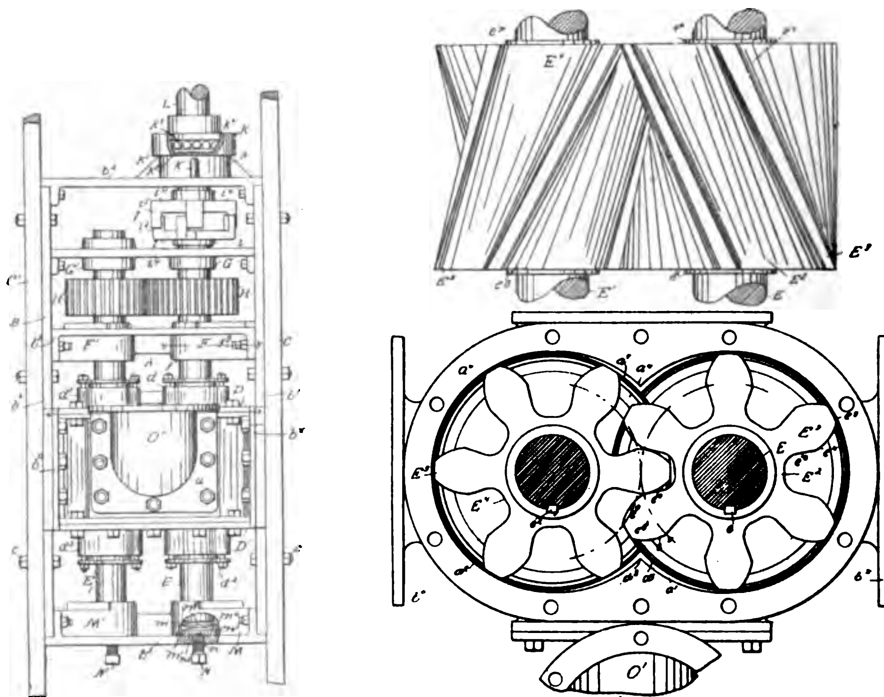


FIG. 452. FIG. 453 et 454.

deux poutres verticales B, C, ce qui donne la faculté de pouvoir l'abaisser lorsqu'on veut puiser l'eau à une plus grande profondeur.

Le bâti de la pompe est composé de deux montants verticaux b_1, b_1, auxquels sont fixés le corps de pompe A et les supports b_2, b_3, b_4, b_5 des arbres E, E_1. La commande s'effectue par l'arbre L, qui repose sur une couronne de billes k_3 contenues dans une cuvette en fonte assemblée par des boulons avec la plaque b_2. Le mouvement de rotation est transmis à l'arbre E par un accouplement I consistant en deux plateaux

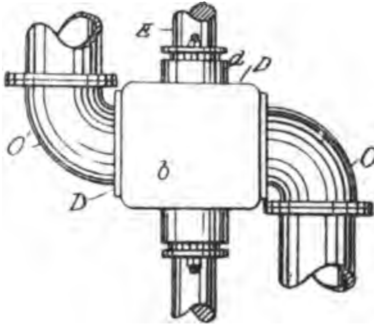


Fig. 455.

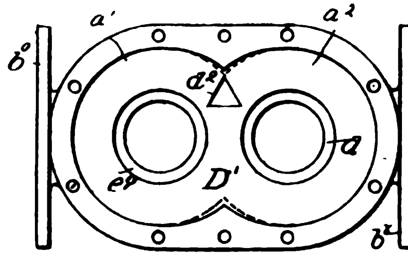


Fig. 456.

terminant chaque arbre et portant chacun quatre dents disposées verticalement et en croix. Lorsqu'on met en marche, les dents i_3 viennent rencontrer les dents i_2 portées par le plateau de l'arbre E, lequel transmet son mouvement à l'arbre E_1 par les engrenages H et H'.

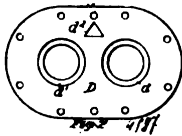


Fig. 457.

Le support b_5 est constitué par une double fourche dans laquelle peuvent coulisser deux demi-coussinets f_5, qui permettent, au moyen de coins f_8 (*fig.* 458), de rattraper l'usure due au frottement des deux pistons E_3 et E_4.

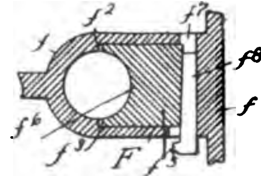


Fig. 458.

Afin de déplacer les axes parallèlement à eux-mêmes, le support b_3 est construit dans les mêmes conditions que b_5; de plus, il porte une lentille d'acier m_4, sur laquelle repose l'extrémité en goutte de suif de l'arbre E. La lentille m_4 tourne sur une rondelle bombée m_2 fixée au moyen d'ergots m' dans b_3. L'usure de ce système de crapaudière se rattrape au moyen de la vis de pression N.

Chaque piston de pompe a la forme d'une roue d'engrenage hélicoïde à cinq dents et dont le pas serait d'environ six fois la hauteur. Les faces des dents sont plus longues du côté du mouvement (qui se fait toujours dans le même sens) que de l'autre, afin d'empêcher que, par suite de l'usure, leur forme s'écarte trop vite du profil convenable. Ainsi la face e_4 de la roue E_2 est plus longue que la face e_5; mais, après un certain temps de marche, elle diminuera et deviendra d'abord égale à e_5, et il y aura symétrie, puis elle se fera plus petite.

Comme dans la pompe Stewart, l'aspiration et l'échappement sont branchés sur les côtés du corps : o' est l'échappement, et o l'aspiration.

Le mouvement de l'eau obtenu dans cette pompe est très régulier, et il n'est pas nécessaire d'avoir recours à un réservoir d'air.

Pompe Piftin. — La pompe Piftin présente quelques caractères nouveaux et inté ressants. Tout d'abord, une seule des deux pièces tournantes travaille, l'autre servant seulement à faire cloison mobile. En second lieu, l'étanchéité est obtenue par le liquide lui-même et par de grandes surfaces de contact; mais il n'y a jamais contact absolu entre les deux pistons tournants; ils ne sont pas ajustés l'un sur l'autre, et en plusieurs points il y a un jeu de près de 1 centimètre.

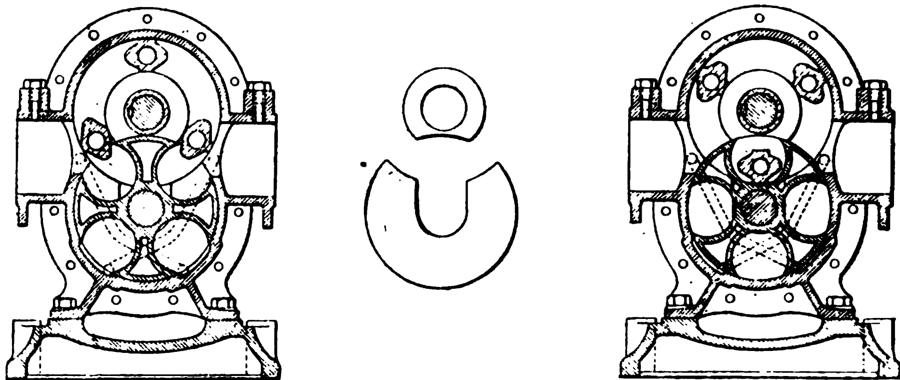


Fig. 459 à 461. —Pompe *Piftin.*

Les figures 459 et 460 donnent deux coupes permettant de se rendre compte du montage de la pompe.

Le piston inférieur est mis en mouvement par le supérieur, grâce à un engrenage *ad hoc* et n'ayant d'ailleurs à vaincre que des résistances de friction. Il est sujet à peu d'usure.

Le piston supérieur comporte trois petits pistons montés sur un disque central s'appuyant par leurs surfaces internes sur un manchon fixe et par leurs surfaces externes sur la paroi cylindrique du corps de pompe.

Le piston inférieur porte quatre branches raccordées à un cylindre unique et dont les surfaces extérieures cylindriques s'ajustent, comme le montre la figure 458, dans une ouverture en forme de croissant pratiquée dans le manchon qui entoure l'arbre du piston supérieur (*fig.* 459).

On évite les fuites le long du disque central du piston supérieur au moyen de la pièce en fer à cheval de la figure 461; enfin, la pression sur le piston inférieur est neutralisée par des conduits tracés au pointillé sur les figures 459 et 460, de sorte que les segments opposés sont toujours soumis aux mêmes pressions.

Les constructeurs déclarent que des morceaux de bois et des cailloux peuvent passer dans la pompe et qu'elle donne des résultats excellents jusqu'à des élévations de 80 mètres.

Pompe Roots. — La machine Roots (ventilateur ou pompe rotative) est bien connue au moins de nom. Il n'est cependant pas sans intérêt de retracer rapidement les phases de son histoire et ses successifs perfectionnements.

Elle se composait primitivement de deux ailes tournantes, ayant à peu près la forme d'un 8, construites en bois, et dont les positions respectives étaient déterminées et maintenues par un engrenage rendant leurs mouvements solidaires (*fig.* 462). Les

profils empiriquement établis ne permettaient d'obtenir que des contacts approximatifs.

La figure 463 montre le type breveté en 1881; les courbes sont plus précises, les surfaces convexes sont encore seules dressées; la construction de ce type est rendue malaisée par l'existence de courbes de centres variés et de rayons différents.

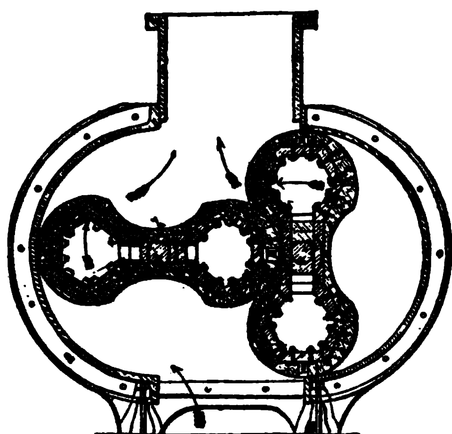


Fig. 462. — Pompe *Roots* primitive.

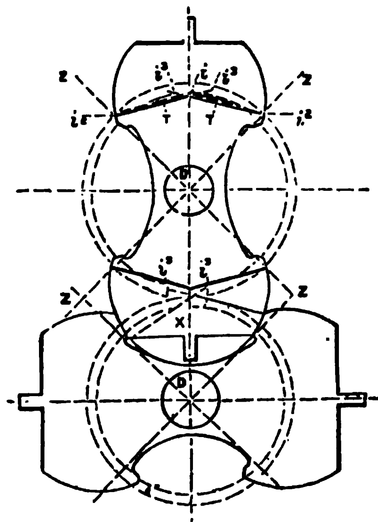


Fig. 463. — Pompe *Roots* de 1881.

En 1882, nouveau brevet relatif à un type un peu plus perfectionné (*fig.* 464), mais dans lequel la forme des pistons est encore assez compliquée. On la détermine au moyen du procédé graphique suivant :

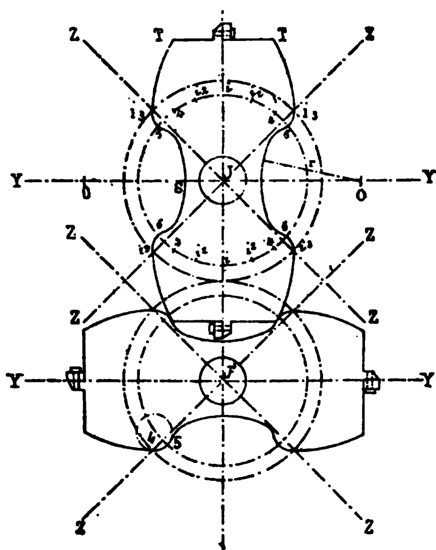


Fig. 464. — Pompe *Roots* de 1882.

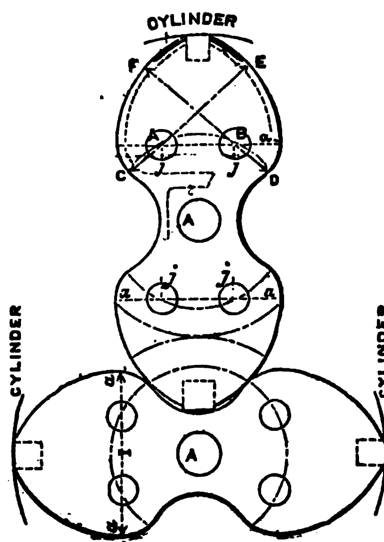


Fig. 465. — Pompe *Roots* de 1883.

J et J′ étant les deux axes de rotation, on décrit, avec $R = \frac{JJ'}{2}$ comme rayon, de J et J′ comme centres, deux cercles dits cercles primitifs; des mêmes points

comme centres, avec un rayon R′ plus faible, et que le brevet n'indique pas, on décrit deux autres cercles, dits cercles inscrits; enfin, on mène les lignes XX, YY et ZZ, qui divisent les circonférences en huit parties égales.

Du point I, rencontre de XX et du cercle primitif, avec un rayon $= 2 (R - R')$, on décrit un cercle qui coupe le cercle inscrit aux points I_2 ; le point I_3 étant à l'intersection de ZZ et du cercle primitif, on décrit de I_3, avec I_3L_3 comme rayon, un arc de cercle I_3T ; quant à l'arc concave, il est décrit, de O comme centre, avec un rayon $OS = I_2I_3$. Le point O est sur YY, et tel que $OI_3 = I_2I_3$.

Le raccord des deux arcs se fait au moyen d'un arc de cercle décrit du point 4 du cercle inscrit avec un rayon $= 4/3 (R - R')$.

Enfin, en 1883, un brevet définitif fixe la forme reproduite figure 465, très supérieure aux précédentes et comme efficacité et comme simplicité de construction; les centres sont en A et B, les rayons AC et BD pour les grandes courbes, AE et BF pour les petites.

Pompe Thwaites. — Le type original de la pompe Roots — reproduit plus haut (*fig.* 462) — avait été construit par MM. Thwaites et Carbutt, de Bradford. Depuis, la maison Thwaites a cherché à perfectionner de son côté le type primitif de l'inventeur.

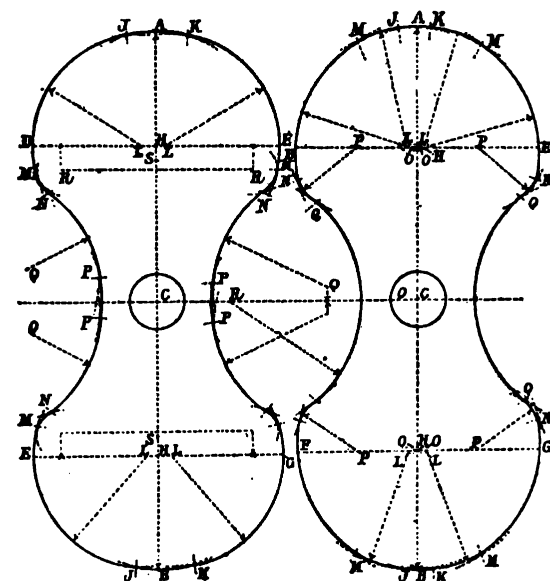


Fig. 466 et 467. — Pompe *Thwaites.*

Les figures 466 et 467 donnent deux formes de pistons tournants, qui sont obtenues par des constructions graphiques dont on trouvera la description détaillée dans l'*Engineering* du 16 avril 1886.

Je donnerai seulement quelques détails sur la réalisation mécanique de ces pistons. Afin de les construire rapidement et à bon marché, M. Thwaites a établi des machines-outils spéciales, qui donnent exactement la forme voulue.

Les machines sont de deux sortes: 1° celles pour produire des pistons entièrement en fer (*fig.* 468 à 471), et 2° celles pour produire des pistons ayant des surfaces en bois (*fig.* 472 et 473).

Dans la première catégorie, il y a deux variétés, une pour raboter les courbes convexes, l'autre pour raboter les courbes concaves. Dans la première, le piston tournant est monté sur un mandrin porté dans des supports et fixé solidement de manière que le plan passant par les axes des deux parties du piston soit vertical. La coulisse qui reçoit le porte-outil n'est pas droite, comme d'habitude, mais bien curviligne et tracée suivant le profil de la figure 466 ou de la figure 467. Il s'ensuit

donc que, lorsqu'on fait mouvoir le porte-outil dans sa coulisse, l'outil coupera le piston suivant le profil requis. Pour les profils concaves, le principe est le même.

Si on se reporte aux figures, on voit : en A, le piston porté par le mandrin B ou par trois mandrins analogues, et, en D, le porte-outil se déplaçant sur le guide courbe C, fixé lui-même sur la coulisse E.

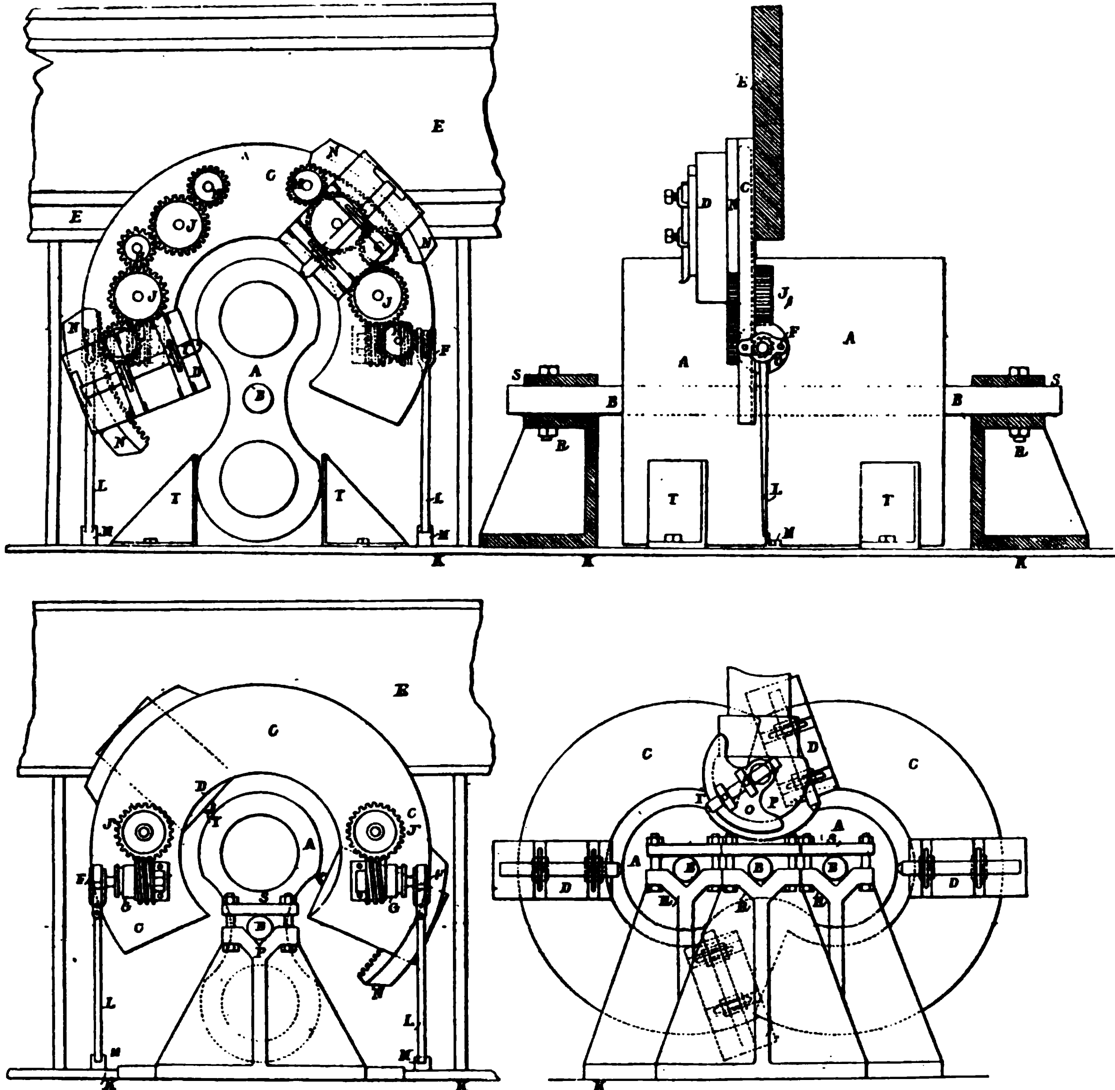


Fig. 468 à 471. — Machines *Thwaites* pour la fabrication des pistons de pompes (*fig.* 472 et 473) entièrement en fer.

Au dos du guide C se trouvent deux rochets F, actionnant des vis G, qui mettent en mouvement des roues J_1, et, de là, une série de pignons H et de roues intermédiaires J.

A chaque allée et venue sur la table de la machine, les rochets F reçoivent le mouvement du levier L venant en contact avec les blocs M ; dès lors, les pignons H actionnent les crémaillères N des porte-outils D.

Le façonnage des parties concaves est indiqué sur la figure 471. On voit quatre

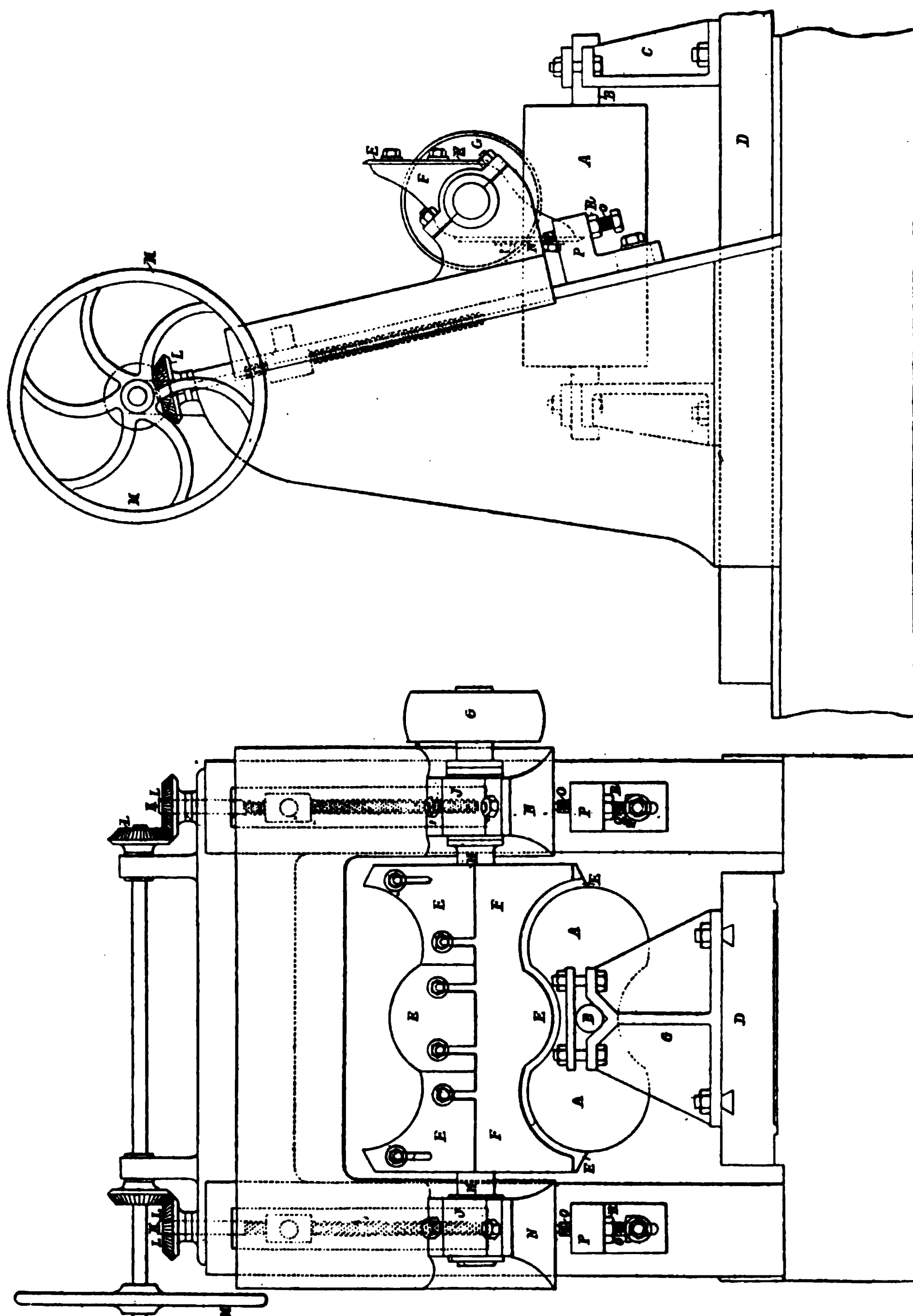


Fig. 472 et 473. — Machine *Thwaites* pour la fabrication des pistons à surface en bois.

outils M en train de façonner les extrémités convexes du piston, tandis qu'un porte-outil radial O, qui travaille sur un centre fixe, est en train d'aplanir la partie concave.

Les figures 472 et 473 montrent la machine à faire les pistons ayant un cadre en fer et couverts de bois; ce n'est qu'une variété de machine à façonner le bois. A une extrémité du banc, est fixé un modèle en fer exactement semblable au piston fini; ce modèle est apporté sous les couteaux abaissés, au moyen des vis K et du volant M, jusqu'à venir reposer sur le modèle. Les vis d'arrêt O sont alors ajustées à la partie inférieure des tiges N, et les couteaux sont relevés; ils sont plus tard mis en œuvre, et le conducteur les abaisse successivement jusqu'à ce qu'il arrive aux vis d'arrêt[1].

Pompe Greindl. — Nous emprunterons une grande partie des renseignements qui vont suivre au travail de M. Poillon (*Traité des pompes et machines à élever les eaux*), qui s'est particulièrement consacré à l'étude et à la divulgation de ce type de pompe.

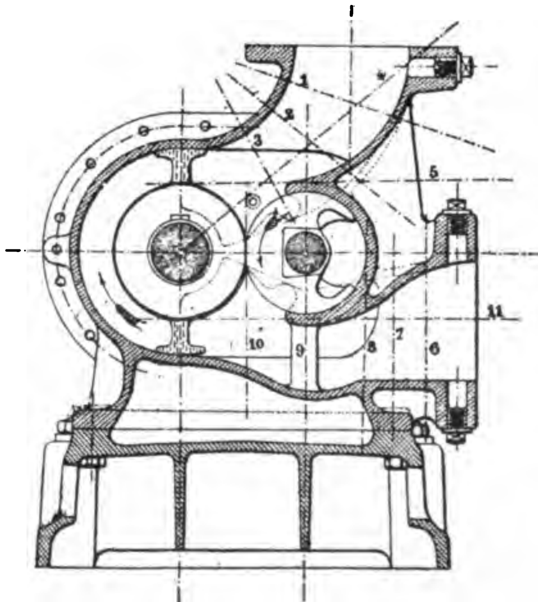


Fig. 474. — Pompe *Greindl.*

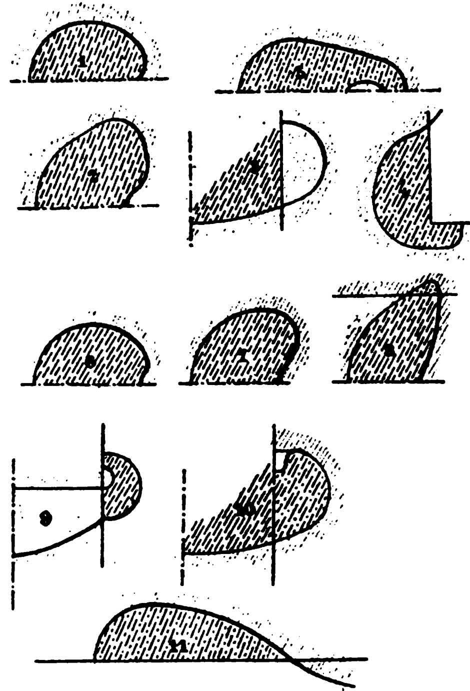


Fig. 475. — Coupes des sections d'écoulement suivant les plans 1 à 11 (*fig.* 474).

Les deux inconvénients qu'on a cherché à éviter dans la pompe Greindl sont :

1° Les frottements et l'usure qui résultent du désir d'avoir des organes absolument jointifs pour éviter les faîtes;

2° Les compressions d'eau ou les évacuations forcées par des orifices trop faibles qui — lorsqu'elles se présentent pour certaines positions des organes — ont pour conséquence de fatiguer la machine et de créer d'importantes résistances passives.

La pompe (*fig.* 474) se compose d'une caisse dans laquelle se meuvent deux rouleaux cylindriques tangents, dont l'un (celui de gauche) porte deux palettes, tandis

1. Voir aussi la machine d'*Allday* (G. Richard, *Traite des machines-outils*, vol. I, p. 322).

que l'autre porte une échancrure épicycloïdale dans laquelle les palettes peuvent pénétrer *avec jeu*.

On voit qu'un seul sens de rotation est possible, celui indiqué par la figure, et qu'en somme les palettes sont de véritables pistons aspirant l'eau et la refoulant tour à tour.

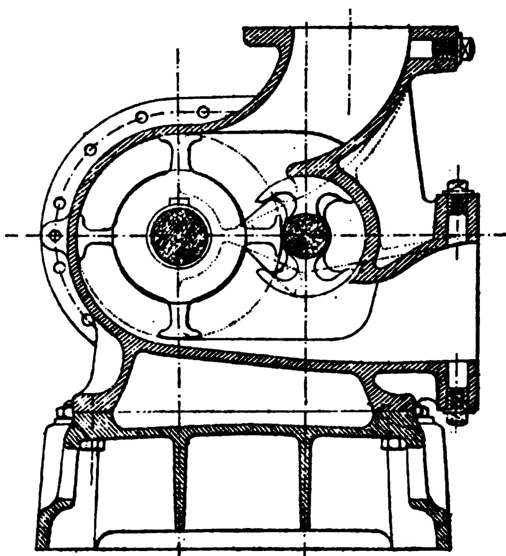


Fig. 476. — Pompe *Greindl*.

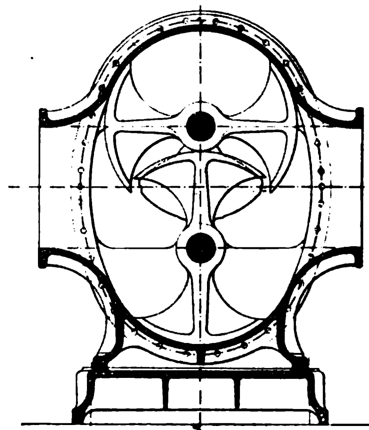


Fig. 477 — Pompe *Greindl* sans échancrures.

Les deux rouleaux sont montés sur deux arbres parallèles munis d'engrenages rendant leurs mouvements solidaires; mais l'engrenage du rouleau échancré est tel

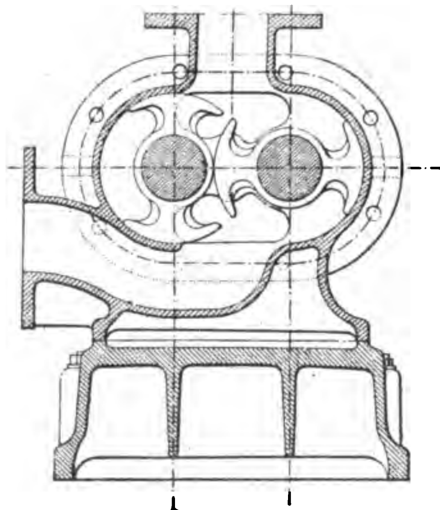


Fig. 478. — Pompe *Greindl* à deux rouleaux.

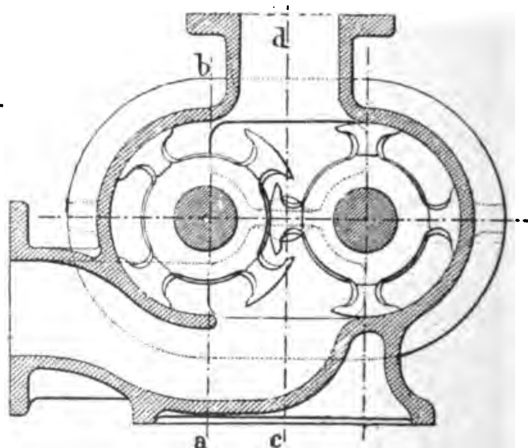


Fig. 479. — Pompe *Greindl* à huit palettes.

que celui-ci tourne deux fois plus vite que le rouleau à palettes, de sorte que l'échancrure unique suffit au service des deux palettes. Ainsi la séparation de la chambre

d'aspiration et de la chambre de refoulement est assurée par le contact cylindrique de l'extrémité d'une palette avec le fond de l'échancrure également cylindrique et concentrique à son arbre.

Il y a donc séparation sans emploi de garnitures frottantes, sans nécessité de positions mathématiquement déterminées, enfin sans coincements possibles; la paroi de l'échancrure est d'ailleurs brute de fonte, et un fort jeu est laissé à l'entrée et à la sortie de la palette dans l'échancrure du rouleau.

Les engrenages dont il a été plus haut parlé sont à doubles chevrons et alternés, car le rouleau de droite ne travaille réellement que pendant 1/6 environ de sa révolution.

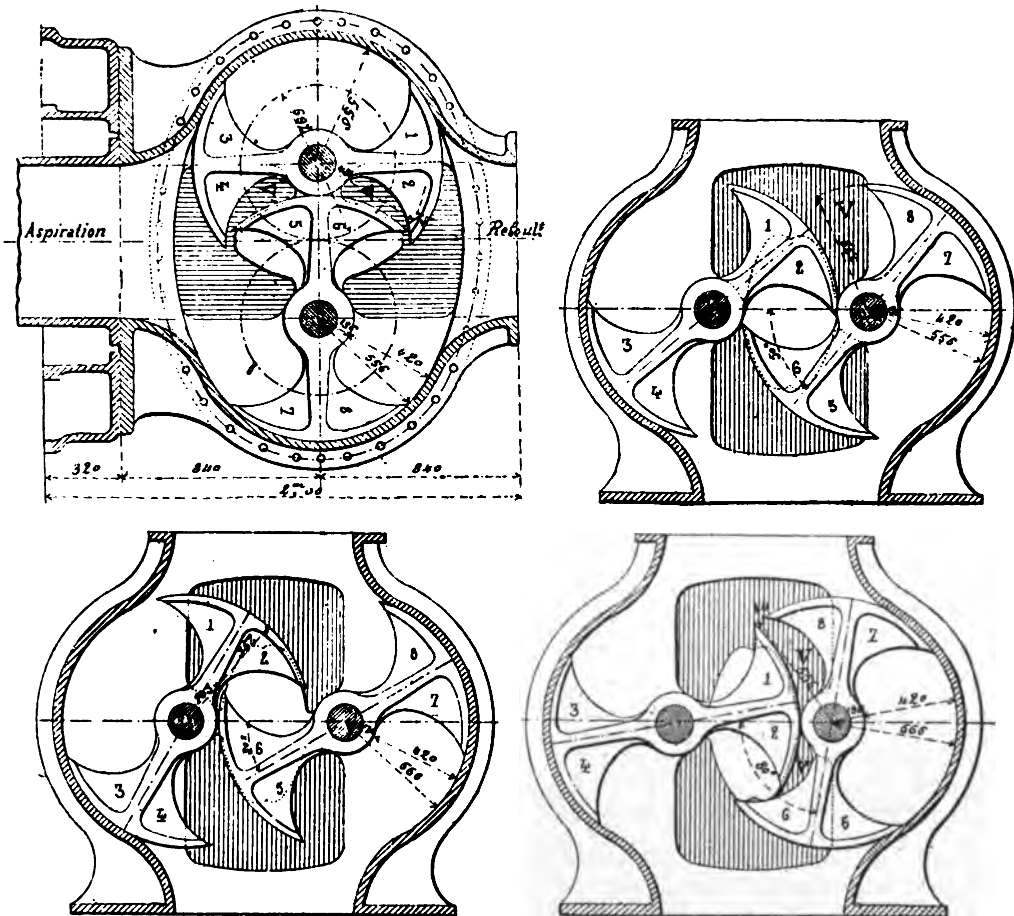


Fig. 480 à 483. — Pompe *Greindl* (*fig*. 484). — Positions successives des palettes.

Les sections offertes au passage de l'eau, tant à l'aspiration qu'au refoulement, ont été étudiées de manière que la vitesse d'une même molécule liquide varie peu pendant tout son parcours ; à cet effet, aux points où les sections normales d'afflux ou d'échappement diminuent et tendent à créer une augmentation de vitesse des filets liquides, ceux-ci trouvent des issues supplémentaires, grâce à des poches latérales ménagées aux couvercles.

La continuité des efforts à l'aspiration et au refoulement a été de même recherchée soigneusement; on l'a obtenue par l'artifice suivant : Lorsque l'aspiration et le refoulement ne s'effectuent plus par la palette du rouleau principal, c'est le bec de l'échancrure de l'autre rouleau qui vient produire le même effort : c'est pourquoi, pendant 1/6 de sa rotation environ, le susdit rouleau travaille effectivement.

Il résulte de tout ceci, d'après M. Poillon, la possibilité de marcher très vite ou très doucement, de faire varier beaucoup le débit d'un même appareil sans altérer notablement son effet utile, d'agir à volonté sur des gaz ou des liquides, etc., etc.; cette pompe peut au besoin comprimer l'air à 5 atmosphères ; elle fait un vide de $0^m,700$ de mercure.

Les coupes numérotées de 1 à 11 et groupées dans la figure 475 correspondent aux lignes de coupes de la figure 474, portant les mêmes numéros; elles montrent l'intervention des poches dont il a été plus haut question.

La figure 476 donne une disposition à quatre palettes et deux échancrures.

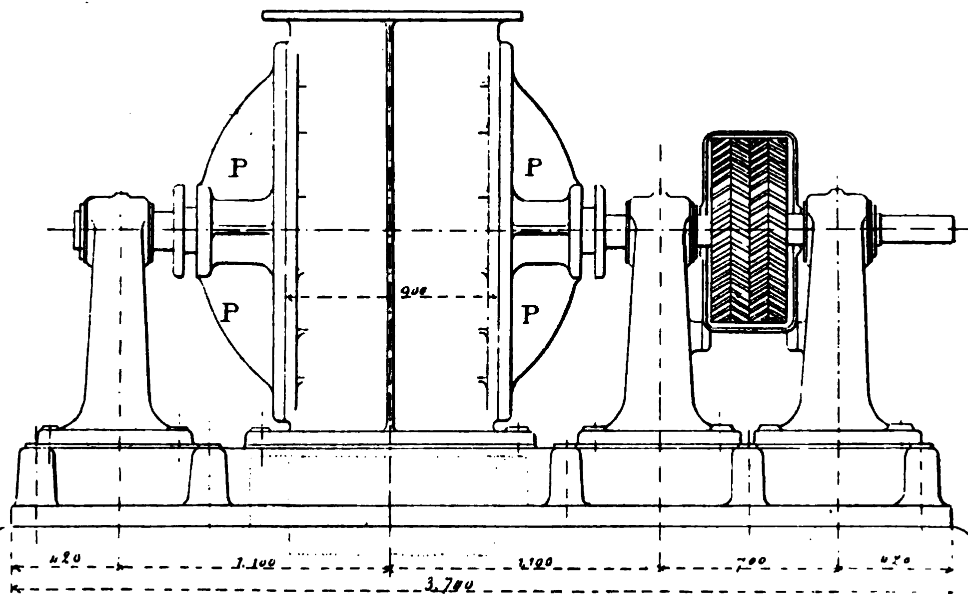


Fig. 484. — Pompe *Greindl* (*fig.* 480 à 483).

P, P, P, P, poches latérales permettant le cheminement continu et uniforme de l'eau.
Hauteur de la palette, 420 millimètres.
Longueur de la palette, 900 millimètres.
Distance des axes, 692 millimètres.
Circonférence moyenne, 2.174 millimètres.
Surface de la palette, 3.780 centimètres carrés.
Vitesse de l'eau dans la pompe, $2^m,898$.
Nombre de tours, 80.
Volume théorique par seconde, 1.095 litres.
Rendement en volume, 92 p. 100.
Volume pratique par minute, $60^{lit},800$.

Dans un autre genre de disposition (*fig.* 477), le rouleau échancré a été supprimé et remplacé par un rouleau à palettes semblable à l'autre ; dans ces conditions, les engrenages sont simplifiés et la vitesse de rotation des deux rouleaux devient égale. Cela simplifie la construction et facilite les rechanges. Ajoutons que les caractères

mêmes de la pompe ne sont pas modifiés, et que les passages d'eau sont étudiés et assurés comme il a déjà été dit.

Donnons enfin, par les figures 478 et 479, les dispositions particulières (pouvant d'ailleurs varier à l'infini) à deux rouleaux doubles échancrés et à deux rouleaux à quatre palettes. Ajoutons, pour terminer, que les figures 480 à 484 donnent la suite des positions occupées par les pistons dans la pompe à rouleaux égaux.

Cette pompe, dont les dimensions sont visibles (*fig.* 484), est susceptible de débiter 60 mètres cubes par minute à la vitesse de 80 tours; quelques-unes de ses caractéristiques sont données à la suite de la légende de la figure 484.

Pompe Klein. — C'est une pompe rotative à trois axes construite par la maison Schaeffer et Budenberg, et comportant un corps de pompe dans lequel se meuvent troix rouleaux. Deux, identiques, sont évidés et munis de deux ailettes diamétralement opposées; le troisième est creux, mais sa périphérie, pleine, porte deux palettes (*fig.* 484, 485).

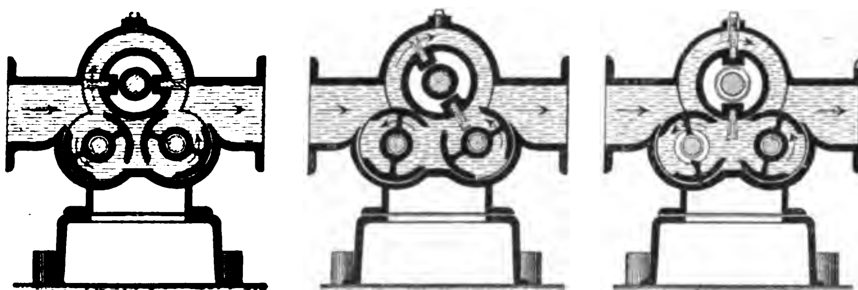


Fig. 485. — Pompe *Klein*.

Les trois axes et rouleaux ci-dessus sont munis d'engrenages solidarisant les mouvements des trois tambours; les figures montrent les diverses positions respectives des rouleaux pendant 1/4 de tour; elles se reproduisent simultanément pendant les trois autres.

L'intérêt de cette pompe, c'est l'uniformité de vitesse de rotation des trois rouleaux et surtout l'inégalité de vitesse circonférencielle des surfaces frottant l'une contre l'autre. On évite ainsi les glissements qui tendent à se produire lorsque (comme dans la pompe Greindl) il n'en est pas ainsi, glissements qui ont pour conséquence une usure anormale et une perte d'effet inutile.

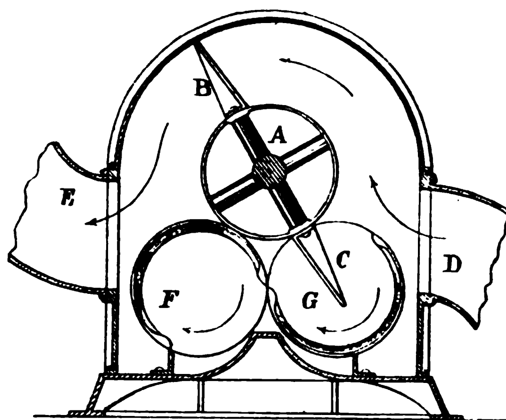


Fig. 486.

Ces inconvénients *ne doivent pas* se produire dans la pompe Klein, car les palettes du tambour supérieur ne frottent que sur la paroi du cylindre supérieur et

doivent passer dans les vides des rouleaux inférieurs. Il est, de ce fait, nécessaire que le calage de ces rouleaux soit bien précis et ne varie pas, sans quoi on risque d'avoir des chocs, des coincements, des ruptures.

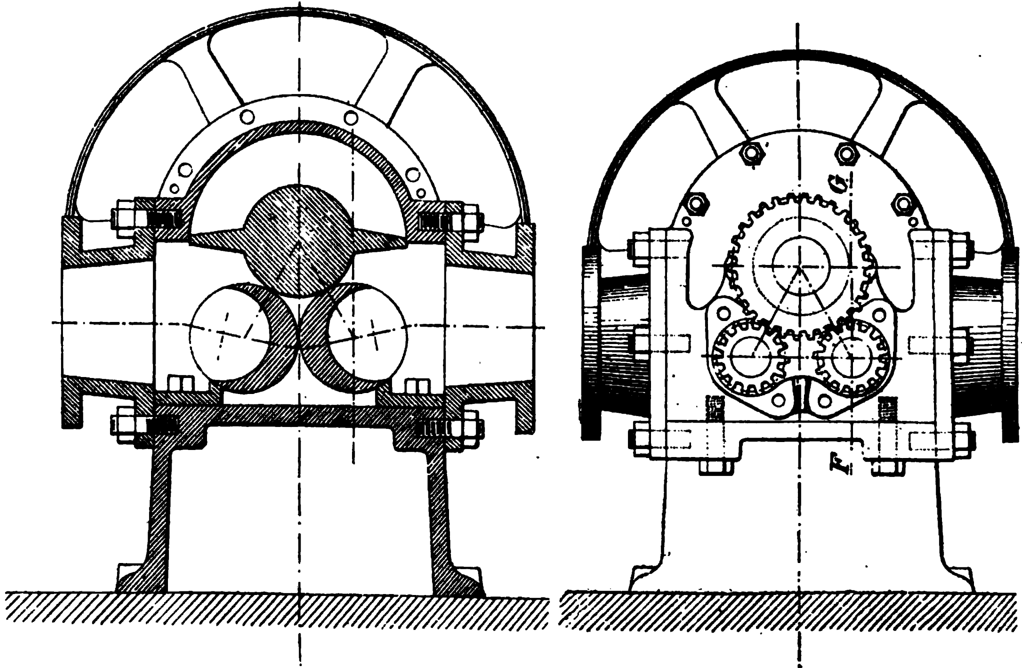


Fig. 487 et 488. — Pompe *Noël*.

Cette pompe est réversible ; elle peut élever des liquides ou servir de souffleur. Son rendement est satisfaisant.

Pompe Baker. — Cette machine, représentée figure 486, est une pompe à trois axes. Les trois tambours tournant dans le corps de pompe sont de construction facile à comprendre : l'un, A, porte de longues palettes B et C ; les deux autres, F et G, sont largement évidés, de manière à livrer passage à ces palettes.

On voit qu'une seule palette agit à la fois, aspirant et refoulant l'eau, tandis que l'autre assure la séparation des chambres d'aspiration et de refoulement.

Des engrenages extérieurs conjuguent les mouvements de ces rouleaux. On peut craindre seulement un défaut de jointivité et des fuites sensibles, ou bien des frottements considérables et fâcheux.

Pompe Noël. — Fondée sur le même principe que la précédente, elle est constituée par deux rouleaux réduits à la forme de longs croissants cylindriques et par un tambour plein à palettes saillantes (*fig.* 487).

La figure 488 montre la disposition des engrenages en vue de donner aux rouleaux inférieurs une vitesse double de celle du tambour supérieur.

II

POMPES CENTRIFUGES

Le principe des pompes centrifuges est bien connu ; mais la technique de leur fonctionnement l'est moins. Il est donc intéressant d'avoir des idées précises à ce sujet avant d'étudier les principaux types de ces pompes. C'est là le but de la rapide étude théorique qui va suivre.

A. — CONSIDÉRATIONS SUR LES POMPES CENTRIFUGES

Dans une remarquable étude parue dans le *Bulletin de la Société de l'Industrie minérale* de 1892 et plus récemment dans la *Revue de Mécanique* (juillet et septembre 1897), M. Rateau, ingénieur au Corps des Mines et professeur à l'École des Mines de Saint-Étienne, a établi la théorie de ce qu'il appelle les turbo-machines, c'est-à-dire de tous les appareils ayant pour principal organe une roue cloisonnée mobile autour d'un axe fixe. Cette étude, qui était particulièrement destinée à l'établissement d'un nouveau type de ventilateur, possède néanmoins toute la généralité que son auteur désiraït lui donner : je m'en suis inspiré et y ai fait quelques emprunts dans l'établissement des considérations qui suivent et qui me semblent constituer la meilleure introduction possible à la revue détaillée et pratique des principaux types des pompes centrifuges.

Rendement mécanique. — Appelons :

T_m, la puissance effective transmise à l'arbre moteur ;
T_f, la puissance perdue absorbée par les frottements du mécanisme ;
T_r, la puissance perdue transformée en chaleur et absorbée par les frottements et les tourbillonnements du liquide, en un mot par les résistances intérieures de l'appareil ;
T_u, la puissance utilisée réellement.

On a d'abord :

$$T_m = T_f + T_r + T_u,$$

en remarquant que toutes ces « puissances » sont exprimées en kilogrammètres, le mot puissance remplaçant — conformément aux décisions du Congrès international de mécanique — le terme « travail ».

On a, de plus,

(1) Rendement mécanique $\rho = \frac{T_u}{T_m}$.

Hauteurs perdues. — Hauteur créée. — Si on appelle :

Q le débit en volume par seconde
et P le débit en poids par seconde,

on peut substituer à la notion des puissances perdues T_f et T_r celles des hauteurs perdues correspondantes, telles que l'on ait :

(2) et (3) $$H_f = \frac{T_f}{P}, \qquad H_r = \frac{T_r}{P};$$

et, de même, on peut remplacer la puissance utile T_u par ce que j'appellerai la « hauteur créée » correspondante, définie par

(4) $$H_u = \frac{T_u}{P}.$$

Résistance mécanique intérieure. — Par analogie avec la résistance intérieure d'une dynamo, M. Rateau définit la résistance intérieure d'une turbo-machine par l'expression :

(5) $$R_i = \frac{2gH_r}{Q^2},$$

dans laquelle Q représente le débit en volume et H_r la hauteur perdue relative aux résistances intérieures et définie par (3). M. Rateau propose d'appeler « Guibal » l'unité pratique de résistance intérieure et, dans ces conditions, la résistance intérieure d'une pompe débitant 500 litres à la seconde et donnant lieu à une hauteur perdue de $2^m,50$ sera donnée par :

$$R_i = \frac{2,50}{0,25}\,2g = 196 \text{ guibals}.$$

Orifice de passage. — La notion de la résistance intérieure se complète logiquement par celle de l'orifice de passage — analogue à la conductibilité intérieure d'une dynamo — et égale à la racine carrée de l'inverse de la résistance :

(6) $$a = \sqrt{\frac{1}{R_i}} \qquad \text{ou bien} \qquad a = \frac{Q}{\sqrt{2gH_r}};$$

l'orifice ainsi défini s'exprime en mètres carrés et, par exemple, dans le cas de la pompe ci-dessus, il serait égal à $0^{m^2},07$.

Notons, en passant, que l'orifice de passage caractérisé par la relation (6) diffère peu de celui qu'a défini M. Murgue et que les mineurs connaissent bien.

Résistance mécanique extérieure. — H_u étant la hauteur créée, on définit — par analogie avec la résistance intérieure — la résistance mécanique extérieure par la relation :

(7) $$R_e = \frac{2gH_u}{Q^2},$$

en prenant encore pour unité le « guibal » proposé ci-dessus.

C'est à vaincre cette résistance que sera employée la puissance utile de la machine.

Ouverture extérieure. — Cette ouverture, analogue à la conductibilité extérieure d'une dynamo, correspond à la résistance extérieure comme l'orifice de passage

correspond à la résistance intérieure, par l'expression :

$$\Omega_n = \sqrt{\frac{1}{R_c}} \quad \text{ou bien} \quad \Omega_n = \frac{Q}{\sqrt{2gH_n}}. \tag{8}$$

Cette ouverture diffère peu — si on en applique la définition aux ventilateurs — de ce que M. Murgue a appelé l'orifice équivalent.

Influence de la vitesse périphérique. — Si on considère la roue cloisonnée qui tourne autour de l'axe fixe de la machine, on peut caractériser son mouvement par sa vitesse périphérique, que nous appellerons u_1, et par son rayon R_1.

M. Rateau a été amené par un raisonnement très simple et très élégant aux importantes considérations suivantes :

Lorsque l'ouverture Ω_n reste constante,
le débit Q est proportionnel à la vitesse périphérique u_1,
et la hauteur créée H_n est proportionnelle au carré de cette vitesse périphérique u_1.

Ouverture réduite. — Cette ouverture réduite, dans laquelle le rayon de la turbine est mis en évidence, se définit comme suit :

(9) pour les appareils unilatéraux (à une seule ouïe). $\omega_n = \frac{\Omega_n}{R_1^2}$;

(9′) pour les appareils bilatéraux (à deux ouïes). . . $\omega_n = \frac{\Omega_n}{2R_1^2}$.

Nous appellerons « ouverture réduite de marche normale » et nous désignerons par ω_n celle qui correspond à la marche pour laquelle l'appareil a été construit (pour laquelle, par conséquent, il a le meilleur rendement) ; la comparaison des ouvertures réduites de marche normale de divers types de machines construites en vue d'un même effet à produire est fort intéressante, car plus l'ouverture sera grande, plus la machine sera ramassée et robuste.

Pouvoir débitant. — Le pouvoir débitant, défini par les relations $\delta = \frac{Q}{u_1 R_1^2}$ (pour appareils unilatéraux) et $\delta = \frac{Q}{2_{u_1} R_1^2}$ (pour appareils bilatéraux) (10), caractérise bien un type de machine donné ; en effet, — toutes autres choses égales d'ailleurs, — le type qui donnera le plus fort pouvoir débitant sera celui qui aura pour un débit déterminé les dimensions les plus faibles.

Pour des machines d'un type donné, le pouvoir débitant reste constant lorsque l'ouverture réduite reste constante.

On définit comme ci-dessus le pouvoir débitant de marche normale et on le représente par δ_n.

Pouvoir manométrique. — C'est le rapport de la valeur créée H_n, pratiquement observée, à la valeur théorique donnée par l'expression $\frac{u_1^2}{g}$; on a donc par définition :

$$\mu = \frac{gH_n}{u_1^2}. \tag{11}$$

Ce rapport est intéressant, parce que plus il sera fort, plus sera faible la

vitesse u_1 nécessaire pour obtenir un effet donné, et, comme les efforts de rupture et les frottements dans le mécanisme sont proportionnels à u_1^2, il est bon que cette vitesse puisse être rendue aussi faible que possible.

Le pouvoir manométrique de marche normale μ_n se définit comme on l'a déjà vu pour ω_n et δ_n.

Conclusions et éléments d'appréciation d'une machine donnée. — Nous avons donc maintenant à notre disposition, pour apprécier un type de machine donné, les éléments suivants :

1° Le « rendement mécanique » :

$$\rho = \frac{T_u}{T_m} \quad \text{(voyez [1])}.$$

Si on se reporte aux définitions de la hauteur H_u et de l'ouverture Ω_u, on verra que ce rendement mécanique varie avec l'ouverture, et on peut admettre, de plus, que — sauf le cas de turbines lourdes ou de vitesses très faibles — ce rendement est sensiblement indépendant de la vitesse.

Malheureusement, la détermination expérimentale de ce rendement est délicate et demande un grand soin.

2° L' « ouverture réduite » et le « pouvoir débitant », qui, sans pouvoir se remplacer absolument, donnent néanmoins des renseignements de même nature et caractérisent surtout les dimensions et, jusqu'à un certain point, les résistances intérieures des appareils considérés. Je rappelle que leurs définitions sont les suivantes :

$$\text{pour appareils unilatéraux} \left\{ \begin{aligned} \omega_u &= \frac{\Omega_u}{R_1^2} \\ \delta_u &= \frac{Q}{u_1 R_1^2} \end{aligned} \right. \qquad \text{avec } \Omega_u = \frac{Q}{\sqrt{2gH_u}},$$

$$\text{pour appareils bilatéraux} \left\{ \begin{aligned} \omega_u &= \frac{\Omega_u}{2R_1^2} \\ \delta_u &= \frac{Q}{2u_1 R_1^2}. \end{aligned} \right.$$

3° Le « pouvoir manométrique », qui donne sur la vitesse périphérique et, par conséquent, sur l'importance des frottements et sur les chances de désorganisation et d'usure, des indications précieuses. J'en rappelle la formule :

$$\mu = \frac{gH_u}{u_1^2}.$$

Il faut remarquer que les trois éléments ω, δ et μ ne sont pas distincts, et un calcul simple montre que la relation qui les lie est la suivante :

$$\delta = \omega \sqrt{2\mu};$$

de sorte qu'une de ces quantités est déterminée quand les deux autres le sont.

Lorsqu'on voudra se servir des ouvertures réduites ou des pouvoirs débitants pour apprécier la valeur comparative de diverses pompes, il faudra faire les restrictions suivantes : Ce sont seulement les ouvertures et les pouvoirs débitants de *marche normale* qui permettraient une réelle comparaison ; or ce n'est pas néces-

sairement ceux qu'on obtiendra au moyen des essais qu'on aura à sa disposition. Pourtant, comme le constructeur a tout intérêt à faire les essais dans les conditions les plus favorables au rendement de sa pompe, on ne s'écartera peut-être pas beaucoup de ces valeurs-types.

Je ferai enfin une dernière observation : On a vu que, pour une pompe en allure normale, dont l'ouverture reste constante, le débit Q devait varier proportionnellement à la vitesse périphérique u_1, la hauteur d'élévation H_n variant comme le carré de cette vitesse. Il s'ensuit que, si une pompe était donnée qui fournit dans de bonnes conditions de rendement un débit q avec une hauteur d'élévation h, il faudra, si l'on veut obtenir une hauteur $4h$ (par exemple), modifier en même temps le débit et le porter à $2q$. En effet, la marche étant bonne, il faut conserver la même ouverture de marche normale pour avoir le rendement maximum; dès lors, la hauteur croissant comme le carré de la vitesse, c'est que celle-ci doit être portée à la valeur $2u_1$, et le débit sera alors $2q$. Il est donc toujours possible de faire une semblable modification, à condition toutefois de pouvoir mettre assez de puissance motrice sur la pompe, sans crainte pour les organes de celle-ci; dans l'exemple choisi, la puissance devrait être huit fois plus grande; elle croît en effet comme le cube de la vitesse.

B. — THÉORIE DES POMPES CENTRIFUGES

La pompe centrifuge se compose d'un tambour cloisonné tournant autour d'un axe fixe entre deux joues parallèles ou coniques. L'eau arrive par un distributeur dans la direction de l'axe et par la partie centrale de l'appareil; elle pénètre dans les aubes et est évacuée à la périphérie de la couronne dans un canal, généralement à section croissante, qui se raccorde enfin avec le tuyau de refoulement.

Appelons :

v, la vitesse absolue de l'eau à l'entrée de l'aube;
u, la vitesse d'entraînement du point d'entrée;
w, la vitesse relative de l'eau à l'entrée (*fig.* 489).

Si nous construisons le triangle de vitesse Aab, on voit qu'il faut, pour que l'eau pénètre sans chocs, que la vitesse w soit tangente à l'aube, c'est-à-dire que celle-ci fasse avec la face de la couronne un angle $= \alpha$.

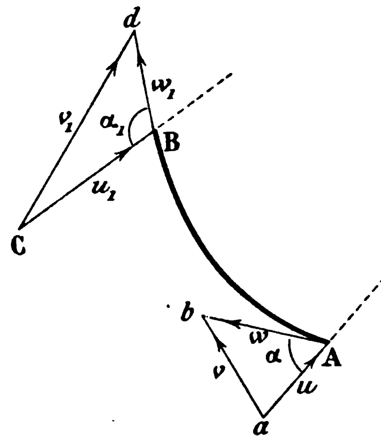


FIG. 489.

Appelons de même v_1, u_1, w_1, les vitesses absolues d'entraînement et relatives à la sortie; on aura pour une construction identique l'angle de l'aube avec la face de la couronne à la sortie, soit α_1.

Les joues qui enserrent la couronne étant obliques, on peut faire en sorte que la surface d'entrée de l'eau soit équivalente à la surface de sortie et, dans ces conditions, l'équation de continuité donnera :

$$(A) \qquad w \sin \alpha = w_1 \sin \alpha_1.$$

Si on applique le théorème de Bernoulli entre le point où le liquide est au repos (niveau d'aval) et l'entrée de la couronne, on a, en appelant

p_a, la pression atmosphérique;
h, la hauteur d'aspiration;
p, la pression statique à l'entrée de la couronne,

$$(A') \qquad \frac{p_a}{\varpi} = \frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\varpi} + h.$$

Si on applique maintenant ce même théorème au mouvement relatif du liquide dans la couronne, en appelant h' l'élévation du niveau et p_1 la pression à la sortie, on a :

$$(A'') \qquad \frac{w^2 - u^2}{2g} + \frac{p}{\varpi} = \frac{w_1{}^2 - u_1{}^2}{2g} + \frac{p_1}{\varpi} + h'.$$

Enfin, appliquant encore ce théorème au mouvement de l'eau depuis la sortie de couronne jusqu'au niveau d'amont, et appelant v' la vitesse perdue avec laquelle l'eau est rejetée et h'' la nouvelle élévation du niveau, nous avons :

$$(A''') \qquad \frac{v_1{}^2}{2g} + \frac{p_1}{\varpi} = \frac{v'^2}{2g} + \frac{p_a}{\varpi} + h''.$$

Ajoutant les trois équations (A'), (A''), (A''') et remarquant que la somme $h + h' + h = H$, élévation totale du niveau, il vient :

$$2gH = (u_1{}^2 + v_1{}^2 - w_1{}^2) - (u^2 + v^2 - w^2) - v'^2.$$

Or, on a dans les triangles Aab et BCd, en mettant en évidence la projection de la vitesse absolue sur la direction positive de la vitesse d'entraînement :

$$w^2 = u^2 + v^2 - 2u(v)_u,$$

et

$$w_1{}^2 = u_1{}^2 + v_1{}^2 - 2u_1(v_1)_{u_1},$$

d'où enfin :

$$(B) \qquad 2gH + v'^2 = 2u_1(v_1)_{u_1} - 2u(v)_u.$$

Cette équation permet de faire un certain nombre de remarques.

La vitesse absolue d'entrée de l'eau est généralement dirigée dans un plan diamétral, perpendiculaire par conséquent à la vitesse d'entraînement u. En tous cas, lorsqu'il en est ainsi, l'équation se réduit à :

$$(B_1) \qquad 2gH + v' = 2u_1(v_1)_{u_1}.$$

Ceci montre que, dans les pompes, on n'a pas intérêt à diminuer v_1, ce qui aurait pour conséquence une diminution du premier membre de l'équation.

Si maintenant on cherche à mettre en évidence la direction de l'aube au point de sortie, on peut écrire :

$$2gH + v'^2 = u_1{}^2 + v_1{}^2 - w_1{}^2,$$

c'est-à-dire :

$$2gH + v_1{}^2 = 2(u_1{}^2 - u_1 w_1 \cos\alpha_1).$$

On voit alors qu'on doit chercher à augmenter w_1 en réduisant au minimum la

section de passage (ce qui n'est possible que dans des limites assez restreintes, à cause de la multiplicité des aubes que cela entraînerait) et qu'on doit chercher aussi à donner à cos α_1 des valeurs aussi grandes que possible, c'est-à-dire à α_1 des valeurs aussi petites que les nécessités de la construction le permettront.

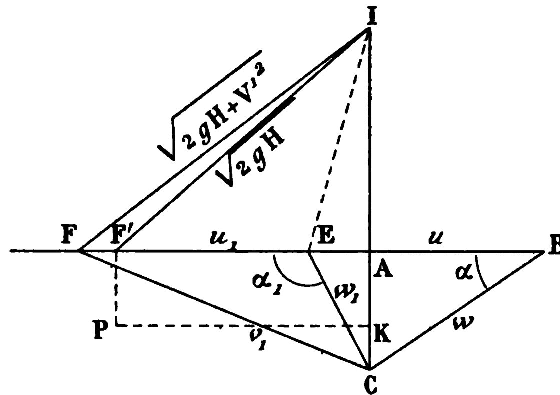


Fig. 490.

Nous reviendrons en son temps sur cette conclusion et sur la manière dont elle a été réalisée pratiquement.

Avant de passer à la description des pompes centrifuges, il faut encore signaler un procédé graphique d'étude très intéressant que j'emprunte au Cours de Machines professé à l'École des Mines par M. l'Ingénieur en chef Sauvage.

Soient en grandeur (*fig.* 490) :

$$CA = v, \qquad AB = u, \qquad CB = w,$$

et de même :

$$CE = w_1, \qquad EF = u_1, \qquad CF = v_1.$$

Portons sur CA prolongée un point I tel que $EI = EF = u_1^2$.

Je dis que :

$$IF = \sqrt{2gH + V_1^2}.$$

En effet, on a :

$$\overline{AI}^2 = u_1^2 - \overline{AE}^2 = u_1^2 - w_1^2 + v^2,$$
$$IF^2 = AI^2 + AF^2 = u_1^2 - w_1^2 + v_1^2 = 2gH + V_1.$$

Donc déjà IF représente la racine carrée du premier membre de l'équation (B_1). Il y a plus : les angles α et α_1 sont en évidence sur la figure, et il est possible d'y tracer une ligne caractérisant les variations de pression au passage de la couronne, car l'on a :

$$AI^2 = u_1^2 - w_1^2 + v^2,$$
$$= u_1^2 - w_1^2 + w^2 - v^2.$$

et d'après l'équation (A″) :

$$AI^2 = \frac{p_1 - p}{\varpi} + h'.$$

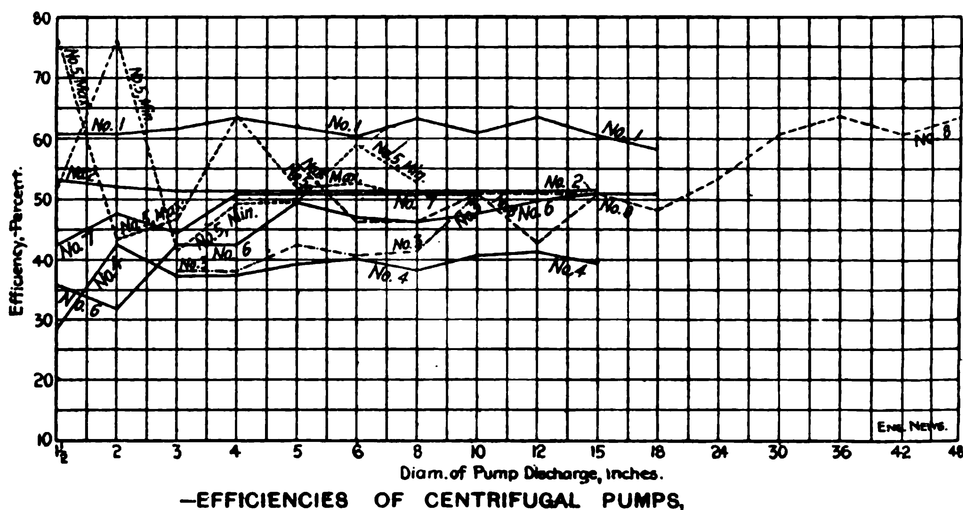
Si maintenant on porte $AK = V'$ et qu'on fasse $AP = AF$, la droite $IF' = \sqrt{2gH}$.

Enfin, on voit que la construction met en évidence les angles α et α_1 et permet de suivre les variations de ces angles avec les données ou les exigences d'un type donné de machine.

CONSIDÉRATIONS SUR L'INFLUENCE DU DIAMÈTRE DE LA DÉCHARGE SUR LE RENDEMENT DES POMPES CENTRIFUGES

Les facteurs importants à consi lérer dans une installation de pompes centrifuges sont la longueur et la forme des conduites ainsi que la vitesse de courant la plus convenable à donner à l'eau, puisque c'est un fait acquis que les pertes de rendement sont le plus souvent dues aux trop grandes vitesses dans les conduits de grande longueur et surtout dans les conduites ayant des coudes accentués.

Fig. 490 *bis*.



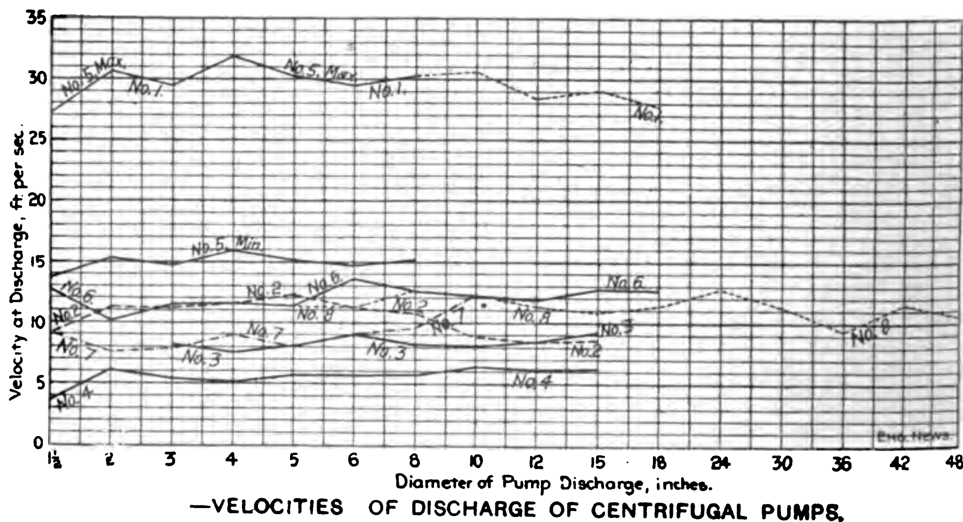


Fig. 490 *ter*.

L'étude qui suit a justement pour but de montrer, par des diagrammes établis d'après des expériences faites sur huit systèmes de pompes construits par six maisons

différentes, l'influence du diamètre de la décharge sur le rendement et sur la vitesse de sortie.

Les essais ont été faits dans les mêmes conditions, c'est-à-dire avec une hauteur de refoulement égale.

Le premier diagramme montre que le premier système de pompe a un rendement à peu près constant pour tous les diamètres, et le second indique une vitesse également peu variable à la sortie, tandis que la pompe numéro 5, en donnant son débit élevé (que nous appelons maximum pour le distinguer d'un autre moins élevé pour lequel a été établie la courbe 5 min.), a, pour des dimensions assez peu différentes, un rendement très variable : 51,6, — 76,4, — 46,2 pour $0^m,038$, — $0^m,050$, — $0^m,076$.

Quelques constructeurs recommandent une certaine vitesse de l'eau dans les conduites et basent le débit économique sur cette vitesse pour les différentes dimensions de leurs pompes.

Le troisième diagramme montre la perte de pouvoir obtenue dans les conduites de différents diamètres, lorsqu'on conserve pour chacune d'elles la même vitesse de la colonne liquide.

La vitesse employée était de $3^m,04$; la longueur de la conduite, $30^m,4$, et la hauteur de refoulement, $9^m,14$.

Les abscisses représentent les dimensions des conduites, et les ordonnées sont proportionnelles aux différences entre le travail moteur et le travail utile ou produit.

Comme on le voit, dans le cas de 1 pouce et demi ($0^m,38$), on perd 87 0/0, tandis que, pour un diamètre de 48 pouces ($1^m,264$), on ne perd que 8 0/0.

Nous ne saurions donc recommander cette vitesse constante, surtout pour les petits diamètres ; il sera bon de se rappeler que cette perte de pouvoir s'égalisera et deviendra moins forte, si on augmente la hauteur de refoulement à mesure qu'on en diminue le diamètre.

Ainsi le diagramme montre que, pour une pompe de 6 pouces ($0^m,152$) et une hauteur de refoulement de 30 pieds ($9^m,144$), la perte est de 25,7 0/0, tandis que, pour un refoulement de 40 pieds ($12^m,19$), la perte ne serait plus que de 19,3 0/0.

La hauteur de refoulement étant assez limitée, on voit que la pompe centrifuge est surtout économique lorsqu'il s'agit d'élever une grande quantité d'eau à une faible hauteur.

Le maximum de hauteur d'élévation d'eau pour une pompe donnée est difficile à établir par le calcul : l'expérience seule peut le donner exactement ; ce qu'il y a de certain, c'est que l'eau cesse de s'élever quand la pression statique de la colonne d'eau contenue dans le refoulement contre-balance la plus grande pression qu'on peut obtenir dans l'intérieur de la pompe ; à partir de ce moment, l'eau cesse de monter, et, si le mécanisme est suffisamment résistant pour continuer à tourner, le travail produit se transforme en une élévation de température.

La vitesse de rotation du disque est aussi une donnée importante et excessivement variable, suivant les dimensions et la hauteur du refoulement. Une formule américaine donne comme vitesse à la circonférence, en pieds par seconde, 5,674 fois la racine carrée de la hauteur de refoulement exprimée en pieds.

Ainsi, pour refouler à 36 pieds ($10^m,96$), on tournera à une vitesse tangentielle de $6 \times 5,674 = 34$ pieds 044 ($10^m,35$).

C. — DIFFÉRENTS TYPES DE POMPES CENTRIFUGES

Pompe Le Demours. — Cette pompe paraît être la première application de la force centrifuge à l'élévation des eaux. C'est à ce titre que nous en donnons le dessin (*fig.* 491); le tuyau incliné peut être animé d'un mouvement de rotation, un clapet de retenue permet à l'eau du niveau inférieur d'y pénétrer et l'empêche de revenir en arrière. Il est évident que, si cet appareil est très simple, il donne, par contre, un bien faible rendement; mais, à l'époque où il fut présenté (1732), il ne manquait pas d'intérêt.

Pompe Ducrest. — N'est qu'un perfectionnement de la précédente, et je ne l'indique ici qu'à cause de la disposition de relais qu'on peut voir sur la figure 492.

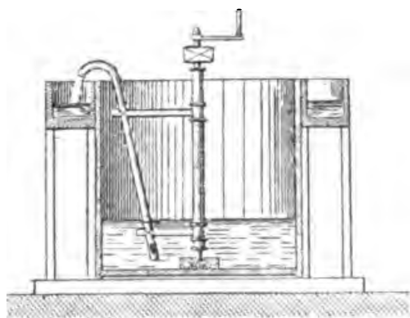


Fig. 491. — Pompe *Le Demours.*

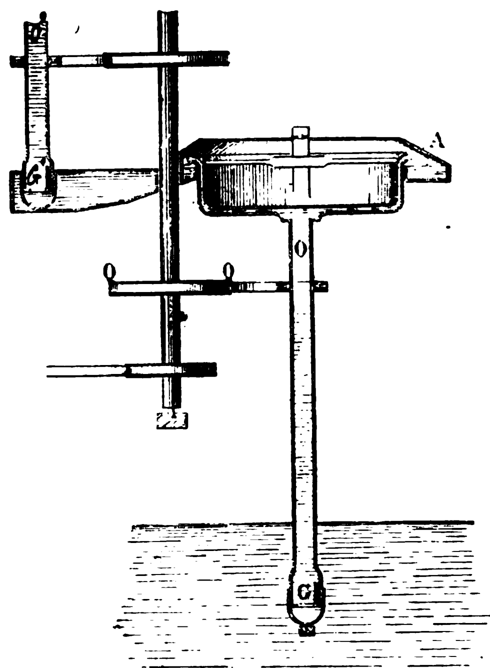


Fig. 492. — Pompe à relais *Ducrest.*

Le moteur fait tourner à la fois la première pompe OG et la seconde O'G', qui s'alimente dans le bassin de déversement de la première.

Pompe Appold. — Cette pompe est intéressante parce que c'est un des premiers

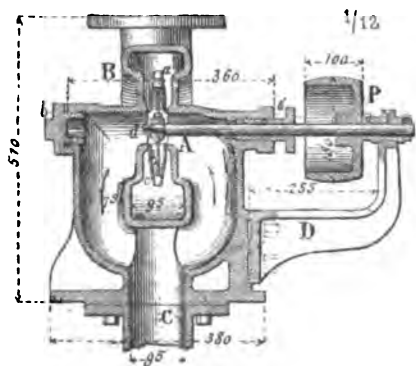


Fig. 493 et 494. — Pompe *Appold.*

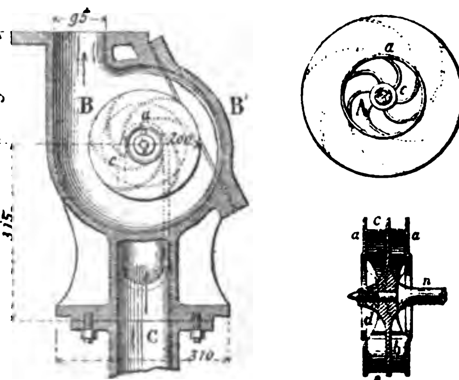


Fig. 495 et 496. — Pompe *Appold.* Détails du tambour.

spécimens de pompe centrifuge présentant dans l'ensemble les dispositions que l'on

trouve encore aujourd'hui. Les figures 493 et 494 représentent la pompe Appold de l'Exposition de 1867; le tambour présente 6 aubes courbes; le tuyau C d'amenée d'eau se divise en deux et l'alimentation se fait à droite et à gauche du tambour. Le tuyau B de refoulement est unique.

Les figures 495 et 496 donnent les détails du tambour : ce sont deux joues latérales dans lesquelles sont ménagées deux ouvertures centrales pour l'entrée de l'eau. *b* est une cloison empêchant la rencontre des deux colonnes d'eau aspirées; les aubes *c* réunissent le moyeu, la cloison et les joues.

Cette pompe fut construite en Angleterre par la maison Easton-Amos et fils.

Pompe Gwynne. — Le premier type, présenté en 1851 par M. Gwynne, ne valait certes pas le type Appold. Le tambour (*fig.* 497) n'avait que trois ailes planes; le rendement était extrêmement faible. Plus tard, l'inventeur modifia sa disposition primitive, et les constructeurs, MM. Malo et Cie, établirent sur ses indications un type plus rationnel (*fig.* 498 et 499), dans lequel le tambour compte 6 aubes courbes, dont 3 aboutissent au moyeu et 3 dans le voisinage de l'ouverture d'admission d'eau. Les joues ne sont plus parallèles, mais coniques. L'aspiration a lieu à la fois des deux côtés du tambour.

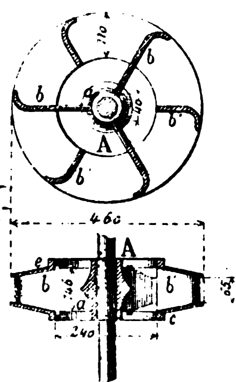


Fig. 497. Pompe *Gwynne*, type primitif à aubes planes.

MM. Gwynne ont continué à perfectionner le type qu'ils avaient adopté et l'ont répandu sous le nom de « l'Invincible ».

La figure 500 donne l'ensemble des pompes à condenseurs du steamer *Gallia* de la ligne Cunard. Les machines motrices ont des cylindres de $0^m,280$. Les tuyaux d'aspiration et de refoulement des pompes ont $0^m,457$ de diamètre. Ces deux pompes avaient, paraît-il, un rendement de 70 mètres cubes par minute lorsqu'on les utilisait à pomper l'eau de la cale.

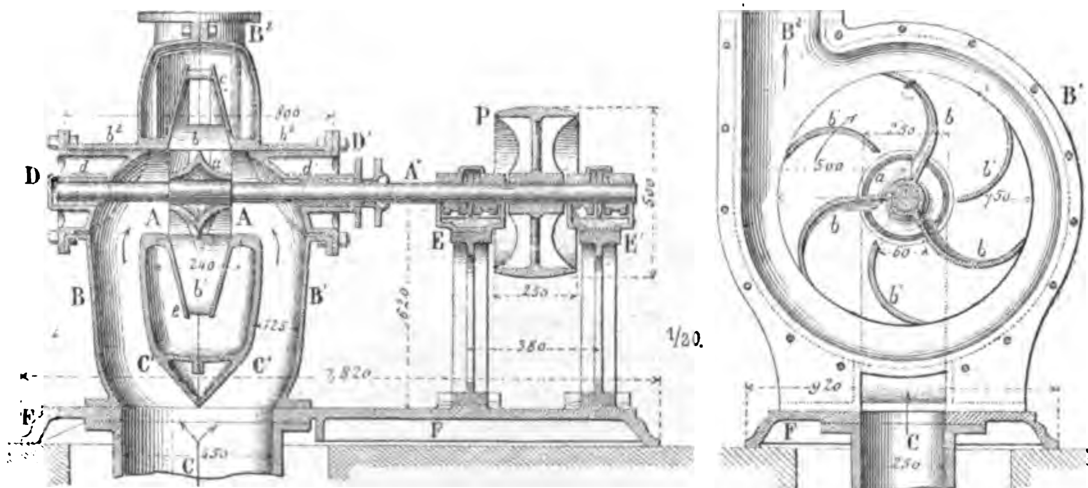


Fig. 498 et 499. — Pompe *Gwynne* à aubes courbes.

Des pompes de même système ont été installées sur divers steamers. La figure 501

donne la vue d'ensemble d'une des deux pompes du *Servia*, de la grande ligne de l'Atlantique. Chacune de ces pompes fait aisément 250 révolutions et, employée comme pompe de cale, aspire facilement 15 à 17 mètres cubes par minute.

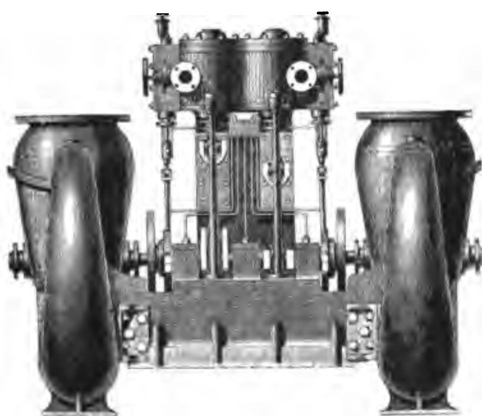


Fig. 500.
Pompes à condenseurs du *Gallia*. Type *Gwynne*.

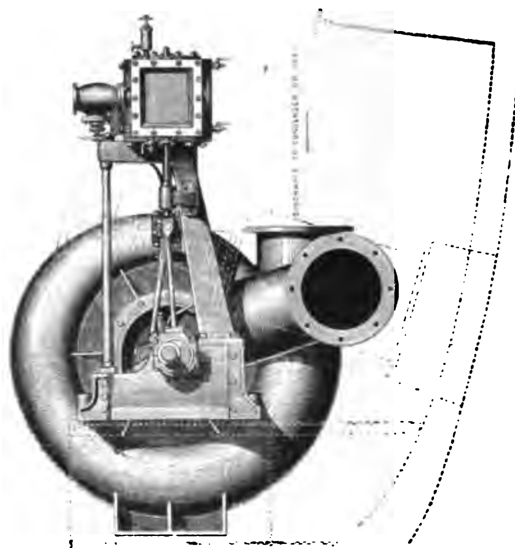


Fig. 501.
Pompe *Gwynne* du *Servia*.

De nombreuses pompes Gwynne fonctionnent en Hollande. *Le Génie civil* signale dans son numéro de mai 1892 la pompe installée pour le service du « Groote Ypolder ». Cette pompe, actionnée par un moteur compound qui fait corps avec elle, a donné aux essais faits par M. l'ingénieur Elink Sterk, rapporteur du conseil de « Groote Ypolder », les résultats suivants :

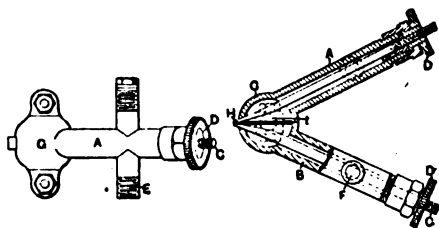


Fig. 502 et 503.

Chevaux en eau montée à $3^m,60$ de hauteur = 104,8.

Consommation de charbon par heure et par cheval en eau montée = $1^{kg},763$.

Rendement (rapport des chevaux en eau montée aux chevaux indiqués) = 0,656.

Une application intéressante de ces pompes a été faite en Russie pour les irrigations. La pompe est montée sur une machine locomobile alimentée à l'huile lourde ou au pétrole.

Le brûleur (pulvérisateur Tchippournoff) est représenté figures 502 et 503 ; on voit que la branche d'arrivée de vapeur est à angle aigu avec celle qui amène l'hydrocarbure et qu'on peut, au moyen des languettes mobiles bien visibles sur la figure, régler les débits respectifs des deux branches.

Ces appareils donnent, dans les vastes domaines où on les utilise, de très bons résultats.

Les figures 504 et 505 donnent, d'après l'*Engineer* (mai 1897), l'aspect d'une installation récente ; chaque pompe est capable de rejeter 125 mètres cubes d'eau par

minute avec un tuyau de décharge de 0m,900 de diamètre; la machine motrice est

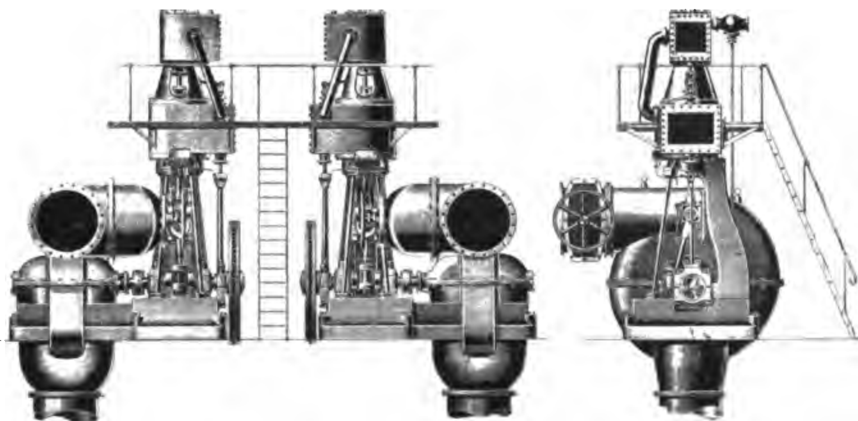


FIG. 504 et 505. — Pompe *Gwynne.*

une compound tandem dont les cylindres ont 0m,375 et 0m,675 de diamètre avec une courbe de 0m,500.

Pompe Harant. — Cette pompe comporte une couronne annulaire aubée faisant suite au tuyau d'aspiration de l'eau et destinée à assurer sans choc le changement de direction du liquide. C'est autour de cette couronne fixe que tourne sans frottements le tambour cloisonné qui constitue le principal organe de la pompe.

Le tambour est muni de 6 aubes courbes dont la forme est étudiée de manière à ce que l'eau y pénètre sans choc et en sorte avec une faible vitesse; l'axe de rotation de la pompe est disposé du côté opposé à l'aspiration d'eau, ce qui permet

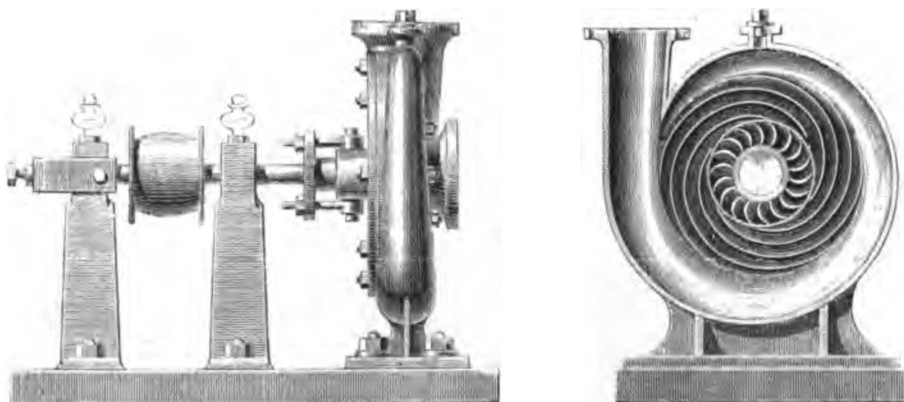


FIG. 506 et 507. — Pompe *Harant* de l'Exposition de 1878.

d'éviter les introductions d'air; les figures 506 et 507 donnent, d'après *la Nature* de juin 1879, l'ensemble de ces dispositions : une des plaques de fermeture porte la couronne fixe et l'aspiration, l'autre le presse-étoupe de l'arbre et le refoulement.

D'après le constructeur, le débit de cette pompe serait proportionnel à la vitesse

de rotation et la force ascensionnelle au carré de cette vitesse, ce qui correspondait à une « ouverture extérieure » constante et aussi à un « pouvoir manométrique » constant; en tous cas, c'est un appareil simple et susceptible de multiples applications, ce qui lui a valu une médaille d'argent à l'Exposition de 1878.

Pompes Allen. — Ces pompes centrifuges, de construction simple, ont été primitivement établies en vue d'assurer l'alimentation d'eau des condenseurs à surface employés sur les navires. La pompe est alors actionnée directement par une machine verticale et peut servir en même temps de pompe d'épuisement.

La figure schématique 508 donne l'idée d'une installation complète.

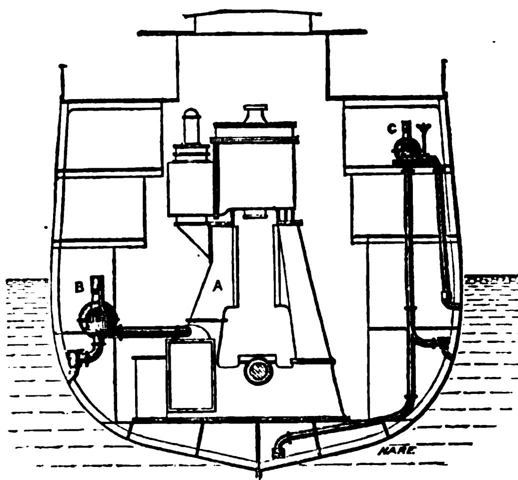


Fig. 508.
Installation de pompes *Allen* sur les navires.

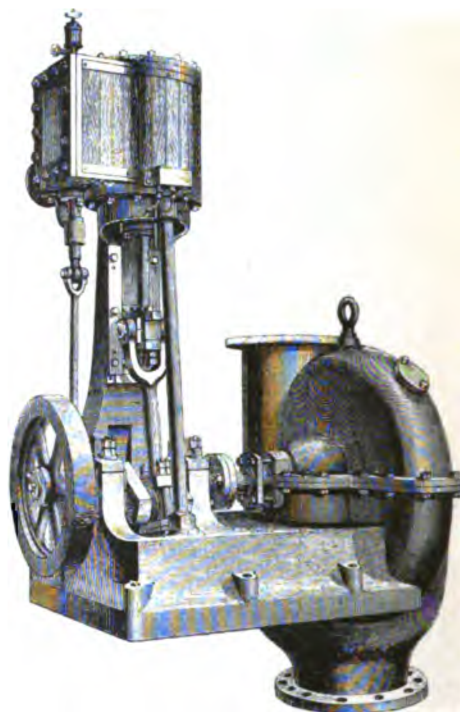


Fig. 509.
Pompe *Allen*.

La figure 509 représente, d'après l'*Engineering* d'octobre 1881, le dispositif adopté par plusieurs des constructeurs de navire de la Clyde et dont les caractéristiques sont les suivantes :

Diamètre du cylindre de la machine motrice.	$d = 0^{m},250$
Course de son piston.	$c = 0\ ,250$
Pression de la vapeur à l'admission.	$q = 7$ kilog.

Dans ces conditions, la pompe peut assurer le service d'un condenseur à surface suffisant pour une machine marine de 4.000 chevaux en tournant à 160 tours et débitant 15 mètres cubes par minute; si on veut utiliser la pompe à l'épuisement de la cale, on peut la faire tourner à 260 tours par minute et élever l'eau à $7^{m},50$ de hauteur.

L'amorçage de la pompe se fait au moyen d'un éjecteur spécial.

Une installation plus complète, comportant 2 pompes mues par 2 machines

couplées, nous est donnée par l'*Engineer* de novembre 1883 et fut faite aux docks de Cardiff (*fig.* 510).

Les deux machines à vapeur utilisant la pression à 5 kilogrammes avaient des cylindres de $0^m,375$ de diamètre et une course de $0^m,300$; l'admission était susceptible de réglage, et les machines pouvaient marcher ensemble ou séparément et actionner, chacune, l'une ou l'autre pompe.

Les deux pompes débitaient jusqu'à 84 mètres cubes d'eau par minute.

Signalons encore (*fig.* 511) une installation beaucoup plus récente et bien étudiée pour le service des docks de Yokohama (*Engineer*, novembre 1896).

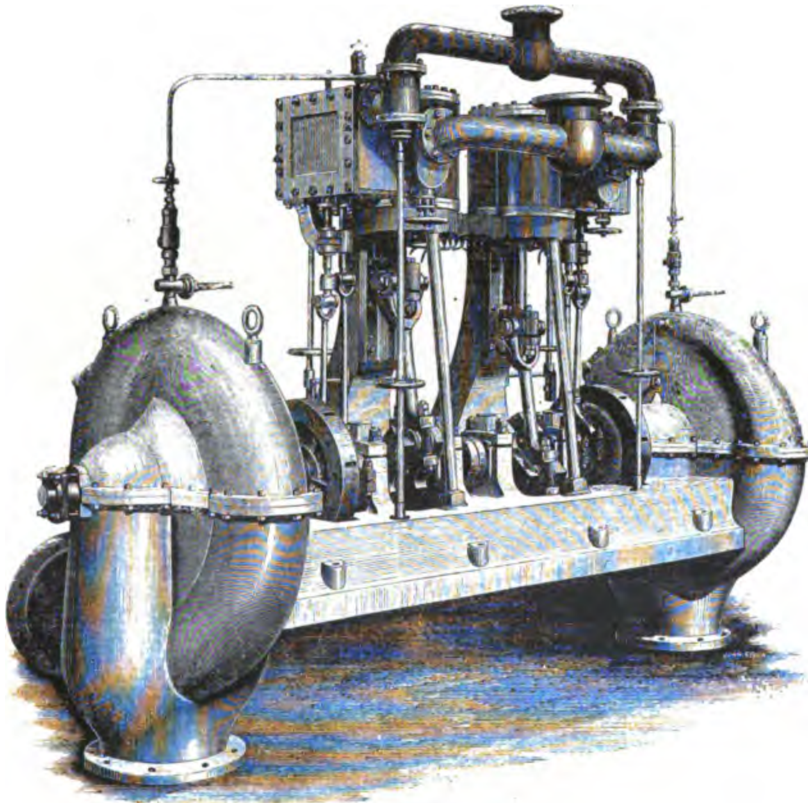


Fig. 510. — Pompe des docks de Cardiff, système *Allen*.

Les deux pompes sont conduites par deux machines compound montées en tandem, dont les caractéristiques sont :

Diamètre cylindre H. P	$d = 0^m,400$
— — B. P	$d = 0\ ,600$
Course commune	$c = 0\ ,350$

Ces machines, munies de détente genre Meyer, sont disposées de manière à pouvoir fonctionner ensemble ou isolément ; elles actionnent les pompes par l'intermédiaire des tambours d'embrayage de $1^m,60$ de diamètre.

Les pompes font 170 tours par minute et débitent, par des tuyaux de $0^m,750$ de diamètre, 130 à 180 mètres cubes par minute.

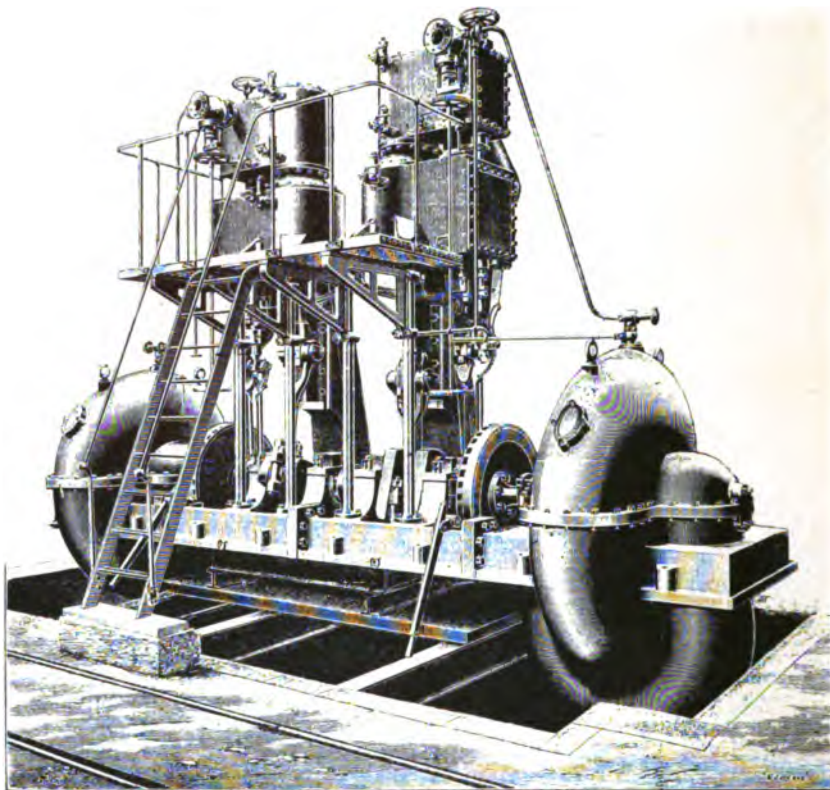


Fig. 511. — Groupe de pompes *Allen* mues par machines compound, docks de Yokohama.

Pompe Dumont. — Les essais exécutés sur cette pompe à l'Exposition de 1867, puis renouvelés, en 1869, sur la pompe des docks de Saint-Ouen, l'avaient déjà

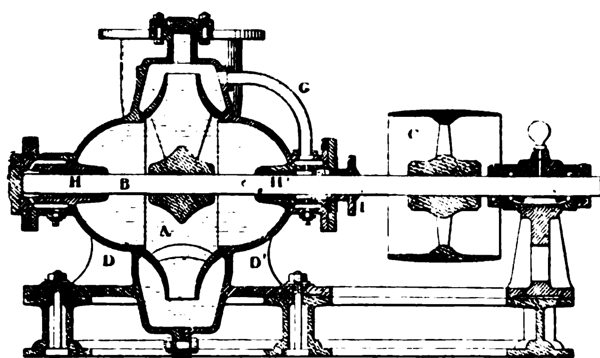


Fig. 512. — Pompe *Dumont* des docks de Saint-Ouen. Le tuyau G amène l'eau de refoulement dans le presse-étoupe et permet d'éviter les rentrées d'air par l'arbre.

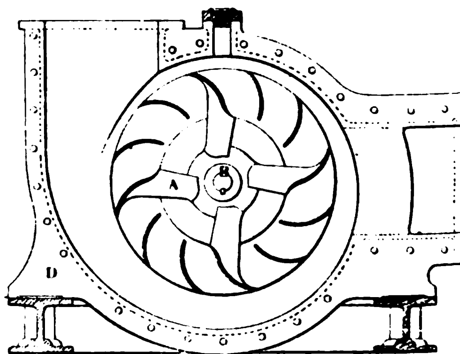


Fig. 513. Tambour des pompes *Dumont*.

signalée à l'attention. Les figures 512 et 513 montrent quelles étaient les dispositions adoptées.

Le volant était entièrement en fonte; les aubes, venues de fonte avec le moyeu, étaient reliées à lui par de fortes nervures; enfin, une disposition très ingénieuse évi-

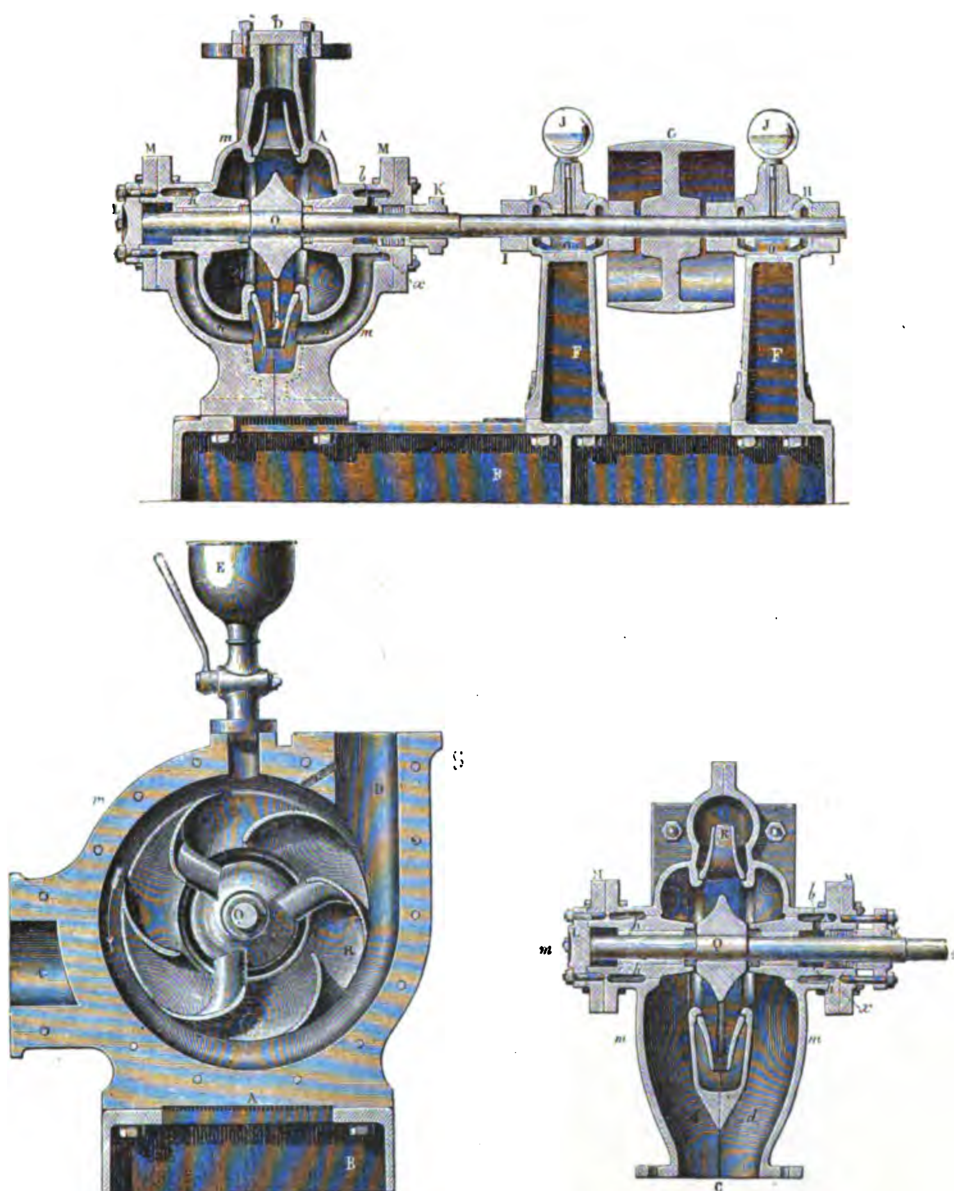


Fig. 514, 515 et 516. — Pompes *Dumont*.

A, Corps de pompe formé des deux coquilles *m*, *m*, réunies par des boulons.
R, Roues à aubes calées sur un arbre Q traversant le presse-étoupe K.
C, Tuyau d'aspiration se dédoublant en 2 conduits *d*, *d*, aboutissant au centre de la roue R.
M, Pièces formant douilles et presse-étoupe.
h, Conduit annulaire dans lequel circule, amenée par conduits *u*, *u*, l'eau de refoulement.
x, Chambre hydraulique du presse-étoupe réunie par les conduits *b* aux espaces *h*.
E, Robinet à entonnoir pour l'amorçage de la pompe.

tait les rentrées d'air par le presse-étoupe. On sait, en effet, qu'il arrive souvent que

l'air rentrant dans une pompe centrifuge se cantonne au centre de celle-ci, qui finit par s'arrêter ; dans la pompe Dumont, la boîte à étoupe reçoit par un tuyau spécial G l'eau du refoulement qui empêche toute rentrée d'air.

Dans les modèles qui furent exécutés plus tard, au lieu que le tuyau soit rapporté sur le corps principal, on le fit venir de fonte avec l'enveloppe, de manière à avoir une circulation d'eau excellente de plus, pour le nettoyage des surfaces et le refroidissement des parties flottantes.

Les essais de M. Tresca, alors sous-directeur du Conservatoire des Arts et Métiers, ont donné les résultats suivants :

Diamètre de la pompe	0m,600
Élévation totale	6m,935
Nombre de tours pas minute (pompe)	425
— — (machine)	94
Débit de la pompe par minute	15m³,7
Rendement	0,58

Les figures 514, 515 et 516 donnent la disposition modifiée à laquelle je faisais allusion plus haut, et qui, sauf des modifications de détail, est à peu près le type

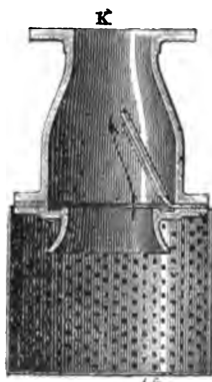


Fig. 517. — Détails du clapet de pied de la pompe *Dumont*.

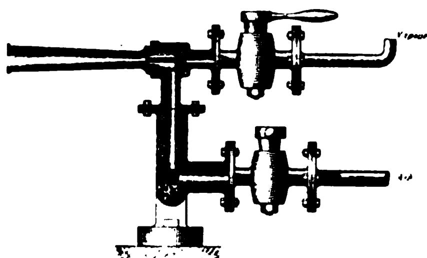


Fig. 518. — Injecteur pour amorçage de la pompe Dumont.

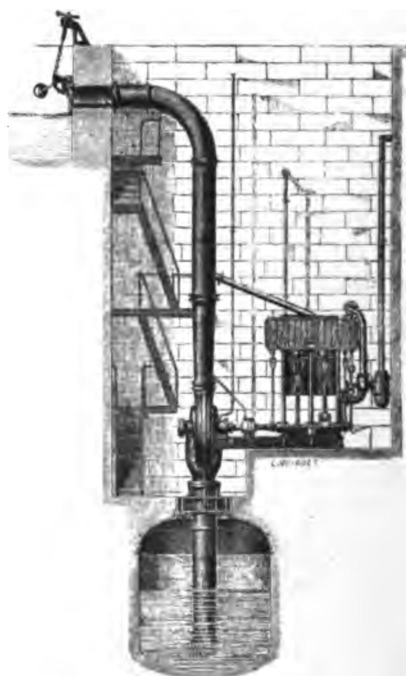


Fig. 519.

définitif. Les paliers sont longs et on y a évité l'accès de l'eau, afin d'y pouvoir assurer un bon graissage à l'huile.

Pour éviter que la pompe ne se vide, on la munit d'un clapet de pied (*fig.* 517) et dès lors on peut, pour amorcer la pompe, se contenter de la remplir d'eau par le robinet à entonnoir E de la figure 512.

Dans certains cas, on préférera utiliser pour l'amorçage un éjecteur tel que celui de la figure 518 ; c'est une sorte de giffard à air extrêmement simple ; il peut produire un vide de $0^m,640$ de mercure, correspondant à une colonne d'eau de $8^m,70$; il permet de supprimer le clapet de pied, qui peut avoir des inconvénients pour les grandes pompes ou pour celles employées dans les sables mouvants.

Une installation importante de pompes centrifuges Dumont fut exécutée à l'arsenal maritime de Toulon pour épuisement des deux bassins du Missiessy, ayant chacun 40.000 mètres cubes de capacité. Chaque bassin communique par 2 galeries spacieuses avec 2 puisards, dans lesquels on installa machines motrices et pompes (*fig.* 519).

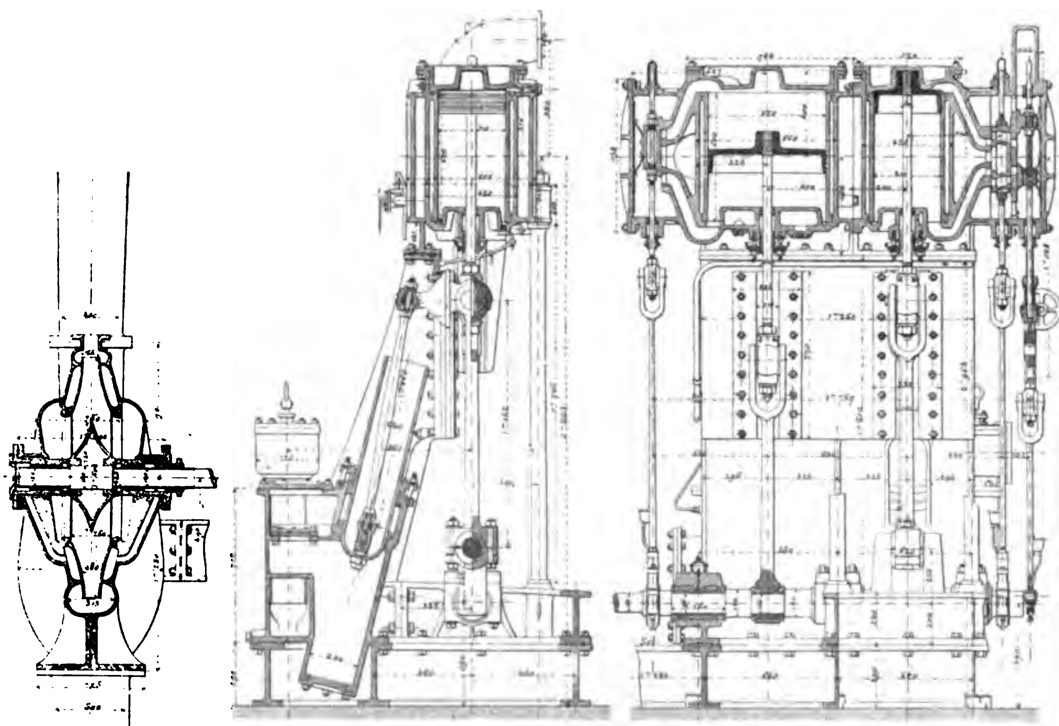


Fig. 520. Pompe *Dumont* (Toulon).

Fig. 521 et 522. — Machines motrices des pompes d'épuisement *Dumont* installées à l'arsenal maritime de Toulon.

La machine motrice est une compound avec condenseur à mélange et dont les cylindres sont munis de la détente Meyer (*fig.* 521 et 522) ; les deux cylindres, dont les manivelles sont calées à angle droit, ont respectivement $0^m,310$ et $0^m,550$ de diamètre ; leur course commune est de $0^m,510$.

La pompe, telle que nous venons de la décrire et que la représente la figure 520, a son axe à $4^m,53$ du radier du bassin et à $6^m,89$ au-dessous du niveau des plus hautes eaux. Le diamètre du disque est $1^m,600$, les tuyaux d'aspiration et de refoulement ont $0^m,500$ de diamètre, la vitesse varie de 120 à 210 tours par minute.

Le cahier des charges stipulait que l'épuisement devait avoir lieu en neuf heures, chaque machine dépensant 160 chevaux ; deux essais ont été faits : dans le premier, à marche peu poussée, l'épuisement a été effectué en sept heures avec une puissance de 107 chevaux ; dans le second, à marche rapide, il a suffi de cinq heures et demie avec une puissance de 150 chevaux.

L'effet utile moyen a été de 56 0/0 ; il a atteint 60 0/0 pendant la période où l'élévation a été de 6 à 8 mètres.

Si nous cherchons maintenant les caractéristiques théoriques de cette pompe, nous aurons à faire les calculs suivants, que je donne comme application de la théorie, et sur lesquels je ne reviendrai plus.

Une pompe a élevé en sept heures 20.000 mètres cubes d'eau à la hauteur moyenne de 6 mètres. On a donc :

$H_u = 6$ mètres

$Q = \frac{20.000}{7 \times 3.600} = 0^{m3},793$

$P = 793$ kilog.

$R_1 = 0^m,800$

$U_1 = 11^m,7$, correspondant à 140 tours par minute.

Ceci posé, le *rendement mécanique* est donné par :

$\rho = \frac{T_u}{T_m}$ avec $T_u = 793 \times 6 = 4.758$ kilogrammètres
et $T_m = 107 \times 75 = 8.025$ —

d'où :

(1) $$\rho = \frac{4.758}{8.025} = 0,59.$$

L'*ouverture réduite* est donnée par l'expression :

$$\omega_u = \frac{\Omega_u}{R_1^2}$$

avec

$$\Omega_u = \text{ouverture extérieure} = \sqrt{\frac{1}{R_e}}$$

et

$$R_e = \text{résistance extérieure} = \frac{2gH_u}{Q^2} = 6.800,$$

d'où enfin :

(2) $$\omega_u = 0,17.$$

Le *pouvoir débitant* est donné par :

(3) $$\delta = \frac{Q}{U_1 R_1^2} = \frac{0.793}{11,7 \times 0,64}, \quad \text{d'où} \quad \delta = 0,107.$$

Enfin le *pouvoir manométrique* s'exprime par la relation

(4) $$\mu = \frac{gH_u}{U_1^2}, \text{ ce qui donne } \mu = 0,43.$$

Ces diverses valeurs nous permettront par la suite de comparer les pompes Dumont aux autres pompes centrifuges.

Avant d'abandonner ces pompes, il faut signaler un type destiné au dragage et à l'entraînement des sables ; les figures 523 à 525 montrent les dispositions spéciales à ce type ; la pompe est plus robuste et aménagée de manière à ce que les palettes, dont l'usure est rapide, puissent être aisément enlevées et remplacées. De plus, afin d'éviter de trop grands frottements, le nombre des palettes a été réduit. On peut ainsi élever ou transporter des eaux tenant de 15 à 30 0/0 de matières solides en suspension.

Si les pompes centrifuges sont éminemment pratiques pour élever à faible hauteur de grandes quantités d'eau, elles n'en ont pas moins été longtemps écartées des projets dans lesquels la hauteur d'élévation dépassait 10 à 12 mètres. C'est là une question de puissance disponible, et j'y ai insisté d'autre part.

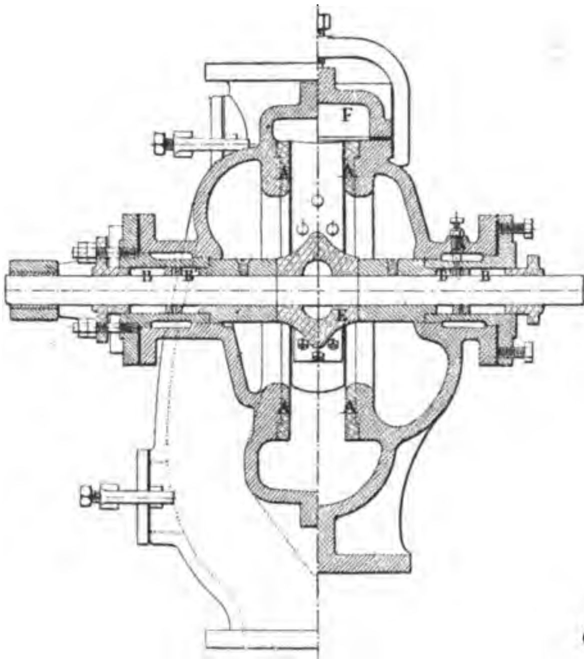


FIG. 523.
Pompe *Dumont*. Type pour dragage.
1/2 coupe horizontale. 1/2 coupe verticale.

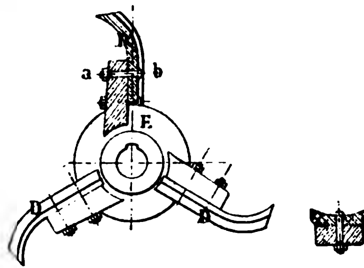


FIG. 524 et 525. — Pompe *Dumont*.
Turbines à aubes mobiles en acier.
Coupe du bras par *ab*.

M. Dumont a étudié des pompes conjuguées, qui permettent l'emploi de la pompe centrifuge, avec tous ses avantages, pour des élévations quelconques ; il suffit d'avoir des pompes disposées de manière que l'aspiration de l'une soit sur le refoulement de la précédente. Si les pompes ont la même puissance, ou si le réglage est bien fait, il n'y aura pas de solution de continuité dans la colonne liquide.

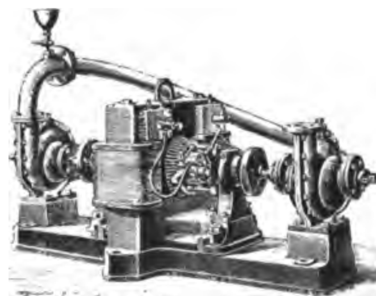


FIG. 526. — Pompes *Dumont*.
Disposition conjuguée employée aux mines de l'Altaï pour élever l'eau à 22 mètres.

La figure 526 représente une installation faite aux mines de l'Altaï (Sibérie) et permettant d'élever l'eau à 22 mètres. Les deux pompes sont actionnées par une dynamo et tournent à 1.330 tours par minute. L'in-

tensité du courant est de 58 ampères avec 110 volts de force électromotrice. Le travail sur l'arbre est de 517 kilogrammètres (soit un rendement pour la machine de 0,79), et on élève environ 10 litres par seconde.

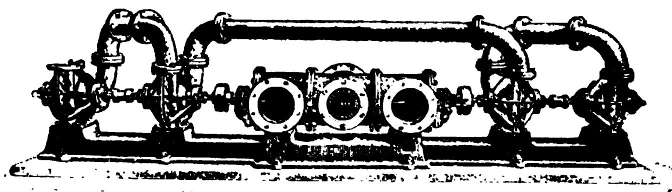


FIG. 527. — Pompes *Dumont*.
Installation provisoire de la ville de Neuchâtel permettant, au moyen de pompes conjuguées, d'élever l'eau à 52 mètres.

La figure 527 représente une installation qui assure provisoirement le service des eaux de Neuchâtel (Suisse). Elle comporte quatre pompes Dumont actionnées par une turbine et faisant 1.065 tours par minute. Il y avait 2.400 litres d'eau à élever par minute. Aux essais, on en a élevé 2.700. La hauteur totale d'élévation est de 52 mètres.

Pompe Decœur. — La vitesse du liquide à la sortie des aubes courbes est, dans bien des cas, presque entièrement perdue par suite des remous, des frottements et des chocs ; utiliser cette vitesse, tel est le but que s'est proposé M. Decœur, qui, dès 1877, publiait à ce sujet, dans les *Annales des Ponts et Chaussées*, un mémoire qui fut le point de départ de perfectionnements intéressants.

M. Decœur adjoint à sa pompe centrifuge un éjecteur circulaire qui permet d'utiliser la plus grande partie de la force vive due à la vitesse de l'eau à la sortie de la couronne mobile (*fig.* 528 et 529). Le tracé des aubes de la turbine est particulièrement étudié, de manière à réaliser l'entrée sans chocs. Une inclinaison de 45° environ sur le rayon à l'entrée de la couronne semble très convenable. Le nombre des palettes, qui est quelquefois de 12, se tient plus souvent de 6 à 8, et, pour les modèles de petites dimensions, il paraît avantageux de n'en pas exagérer le nombre.

La roue A effectue sa rotation dans une chambre L, qui se continue par l'éjecteur circulaire E, qui forme ainsi entre les aubes et le conduit de refoulement un espace dans lequel la vitesse de sortie du liquide se trouve utilisée dans toutes les directions, et dans lequel une partie de la force vive du liquide se trouve transformée en pression. L'eau de refoulement agissant dans le presse-étoupe s'oppose convenablement à l'échauffement des parties frottantes ; les mouvements longitudinaux sont évités par le moyen d'un palier de butée et d'un coussinet à cannelures bien visibles sur la figure 528.

Dans l'étude qu'il a faite de la pompe Decœur, M. Gérard Lavergne établit par le calcul que le rendement théorique maximum possible sans éjecteur est de 72 0/0, tandis qu'avec éjecteur il peut atteindre 81 0/0. En fait, les résultats obtenus par cette pompe sont fort satisfaisants, et je donnerai quelques-uns d'entre eux fournis au cours d'essais comparatifs très soigneusement conduits.

1° L'Administration des Ponts et Chaussées exécuta, en septembre 1880, des essais au Havre, en vue de mettre à sec une forme de radoub de 3.700 mètres cubes de

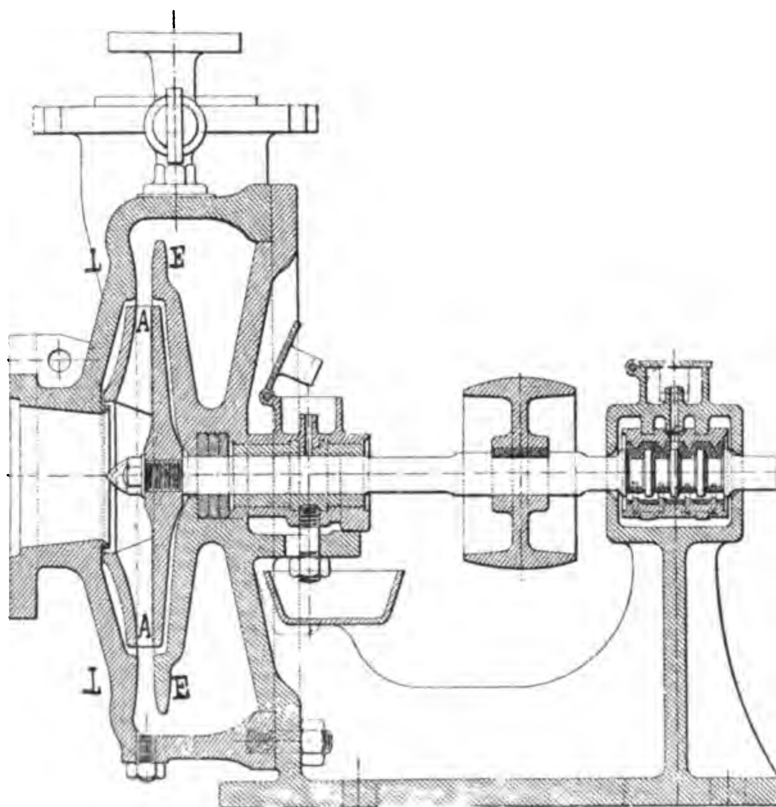


Fig. 528. — Pompe *Decœur*.
Coupe. Éjecteur circulaire. Garniture hydraulique. Palier de butée.

capacité, avec hauteur maxima de 8 mètres. Voici quels résultats moyens furent obtenus par la pompe Decœur :

Nombre de tours par minute.	540
Durée de l'épuisement	$3^{h},10$
Quantité épuisée par minute.	$8^{m3},530$
Rendement	0,638
Consommation de charbon par cheval-heure (en eau élevée)	$1^{kg},66$

2° Expériences faites pour la Société des Agriculteurs de France, par M. Tresca (avril 1882) :

Nombre de tours par minute	474
Débit par minute	$6^{m3},790$
Diamètre de la turbine	$0^{m},500$
Rendement	0,626

3° Essais faits par l'Administration du *Génie maritime* en 1887 (Extraits du *Mémorial*).

Les essais ont été faits avec des hauteurs d'élévation et des vitesses variables. Je donnerai les résultats pour 1.100 tours par minute et 4, 5, 6, 7 et 8 mètres.

Nombre de tours par minute 1.100

Hauteur			Mètres cubes		
A 4 mètres	Débits par minute	:	1,140	Rendements :	0,640
5 —	—	—	1,070	—	0,705
6 —	—	—	0,858	—	0,752
7 —	—	—	0,561	—	0,680
8 —	—	—	0,286	—	0,485

On voit combien le rendement varie avec les circonstances. Quoi qu'il en soit, il se maintient élevé.

Pour terminer, voyons quelles caractéristiques théoriques donne la pompe Decœur dans les conditions suivantes, qui se rapprochent de la moyenne des essais du *Génie maritime :*

Rayon de la turbine R_1.	$0^m,110$
Nombre de tours par minute.	1.100
Débit par minute.	561 litres
Hauteur d'élévation	7 mètres

On en déduit, d'après les notations précédemment adoptées :

$$Q = 0{,}009$$
$$P = 9 \text{ kilog.}$$
$$U_1 = 12{,}67$$
$$H_u = 7 \text{ mètres}$$

et par suite :

Rendement	$\rho = 0{,}68$
Ouverture réduite.	$\omega_u = 0{,}09$
Pouvoir débitant	$\delta = 0{,}06$
Pouvoir manométrique	$\mu = 0{,}42$

Les faibles valeurs de ω_u et δ impliquent, pour un débit déterminé, des dimensions un peu plus grandes que dans les autres types de pompes.

Pompes Nézeraux. — Préoccupé de pouvoir utiliser la pompe centrifuge pour élever l'eau à des hauteurs importantes, M. Nézeraux a imaginé et fait construire par MM. J. Casse, de Fives-Lille, une pompe d'un type spécial, représentée ici par la figure 530.

Les deux coquilles formant l'enveloppe de la turbine sont modifiées de manière à ménager un tuyau de retour E; entre ce tuyau et l'aspiration K, sont disposés des cônes F et des tubes récepteurs G, si bien que le fonctionnement est le suivant: La pompe une fois remplie d'eau, au moyen de l'ouverture O, on met la turbine en mouvement. Le liquide, en traversant les tubes F et pénétrant dans les tubes G, entraîne l'air de l'aspiration K, et y fait le vide jusqu'au moment où ce vide est suffi-

sant pour que ce soit l'eau même qui afflue de l'orifice K. Alors, le régime normal étant obtenu, une masse d'eau constante circule dans la turbine, traverse les affûtages F, et entraîne l'eau de l'aspiration. Au sortir des tubes G, une partie du liquide est refoulée et élevée, l'autre continue le rendement.

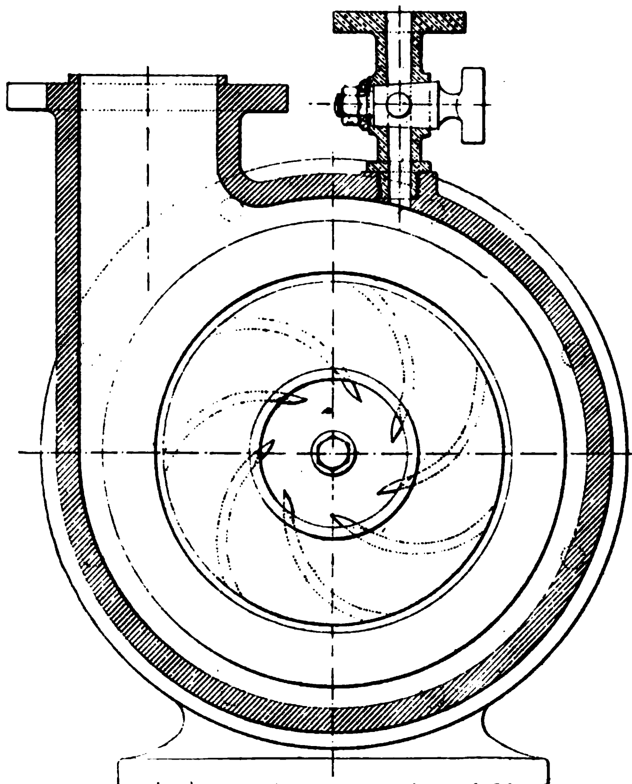


Fig. 529. — Tambour de la pompe *Decœur*.

L'auteur, dans la description qu'il donne de sa pompe (*Bulletin technologique de la Société des Anciens Élèves des Arts et Métiers*, janvier 1891), indique que, grâce à elle, on peut élever un volume de liquide V à une hauteur double de celle à laquelle une turbine de mêmes dimensions et marchant à la même vitesse aurait élevé le volume 2V. S'il en est réellement ainsi, cette pompe est un véritable transformateur d'énergie (analogue aux transformateurs électriques) ; mais, en l'absence de documents et d'essais officiels, je crains que les frottements, d'une part, et, d'autre part, la force vive absorbée par le véritable éjecteur qu'est le dispositif FG, soient tels que l'on n'obtienne l'augmentation de la hauteur de refoulement qu'au prix d'une diminution *plus que proportionnelle* du volume refoulé.

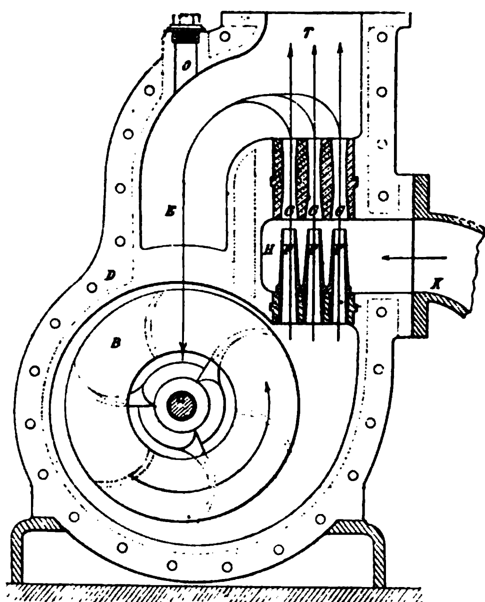


Fig. 530. — Pompe *Nézeraux*.

Ce type est néanmoins intéressant, car il peut, dans certains cas, paraître plus simple ou moins coûteux que les pompes conjuguées. Je le répète, c'est une question d'espèce, et les essais font défaut pour préciser les mérites de cette pompe. Il faut pourtant constater que, par sa nature même, cette pompe a l'avantage de s'amorcer en

marche avec des hauteurs d'aspiration de 9 mètres et plus sans qu'on ait à recourir au remplissage de la conduite, qu'on peut, à la rigueur, supprimer le clapet de retenue et qu'enfin le désamorçage en marche, par suite d'une rentrée d'air, est peu à craindre.

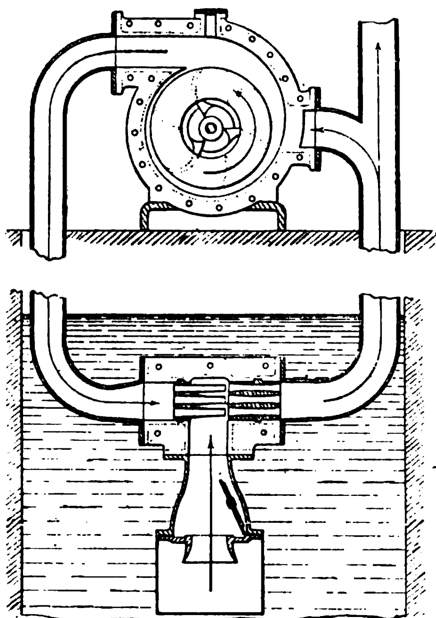


Fig. 531.
Pompe *Nézeraux* pour puits profonds.

Lorsque le niveau qu'il s'agit de pomper est à grande profondeur, on peut être amené à placer la pompe dans le puits même, ce qui est souvent un inconvénient. M. Nézeraux l'évite en disposant sa pompe comme le montre la figure 531 : si on place l'appareil d'entraînement loin de la turbine et qu'on l'immerge au fond du puits, la pompe agira uniquement comme pompe de refoulement, et l'on pourra puiser à des profondeurs atteignant 20 et 30 mètres.

On peut utiliser le même système de pompe à la condensation ; on voit (*fig.* 532) que, si l'eau arrive par K et la vapeur par V, on aura une condensation très convenable ; les jets d'eau entraînant à la fois la vapeur condensée et l'air assurent ainsi un vide excellent.

Enfin la figure 533 montre une disposi-

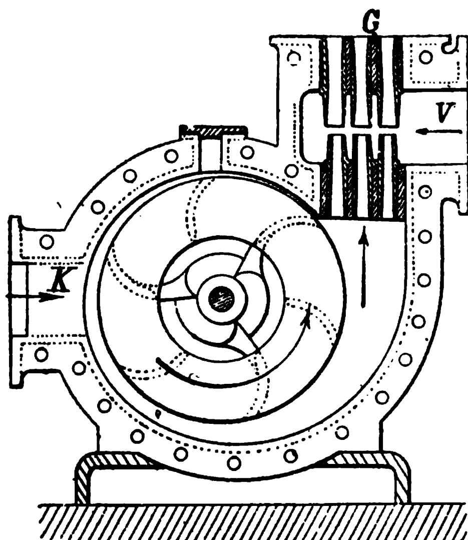


Fig. 532. — Pompe de condensation *Nézeraux*.

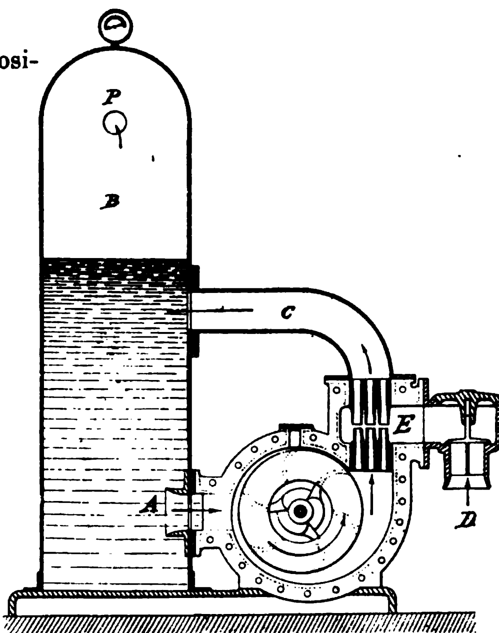


Fig. 533. — Pompe *Nézeraux* à comprimer l'air.

tion permettant d'employer la pompe Nézeraux à faire le vide ou à comprimer les gaz. A cet effet, on lui adjoint un récipient de forte capacité B, qui communique à la

fois avec l'aspiration et le refoulement C de la pompe ; lorsque la turbine tourne, il s'établit un mouvement continu du liquide qui aspire l'air du réservoir pris en D, par exemple ; on peut obtenir par cette machine un vide allant jusqu'à 720 millimètres.

Si, au contraire, on veut comprimer de l'air, on laissera la chambre E en relation avec l'atmosphère ; l'air aspiré passera par l'orifice P du récipient B dans le réservoir où devra se faire la compression.

Pompe Pilter. — Les perfectionnements apportés à la construction des pompes centrifuges par M. Pilter font l'objet d'un brevet du 15 décembre 1881 et concernent principalement la disposition et le réglage des flasques entre lesquelles tourne le tambour, et de l'affûtage par lequel l'eau pénètre dans celui-ci.

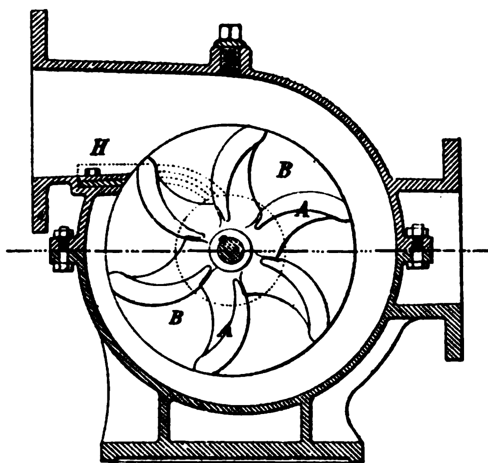


FIG. 534. — Pompe *Pilter*.

Dans la disposition de la figure 534, les aubes H et les flasques B sont solidaires et tournent en même temps ; les bagues M, dont l'ensemble forme le conduit d'amenée d'eau au centre de la pompe, peuvent être réglées au moyen des vis D et E, ces dernières ayant pour effet d'appliquer les bagues sur la partie centrale des flasques B assez pour éviter les fuites, sans pourtant gêner la rotation de la turbine. Il pourrait arriver que, par suite des frottements, les bagues fussent entraînées dans le mouvement de rotation du tambour ; pour l'éviter, une mortaise a été ménagée dans une des bagues et on y fait pénétrer une vis de calage G.

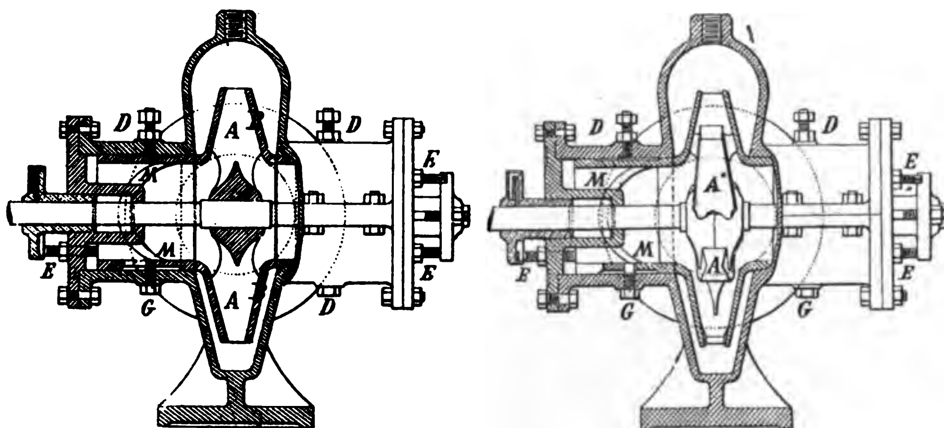


FIG. 535 et 536. — Pompe *Pilter* à aubes indépendantes.

Dans la disposition de la figure 536, les aubes A sont tout à fait indépendantes des flasques : ces dernières sont, au contraire, reliées aux bagues M. Dès lors, les vis D permettent de régler bagues et flasques symétriquement par rapport à l'axe de la pompe, les vis E de rapprocher ou d'éloigner les flasques du tambour.

Brevet Aversenq. — Le désir de transformer en pression une partie de la force vive du liquide mis en mouvement par la turbine, et cela en diminuant les pertes dues aux frottements et aux remous, a préoccupé de nombreux inventeurs. Dès août 1874, M. Aversenq faisait breveter dans ce but une disposition dont je dirai quelques mots.

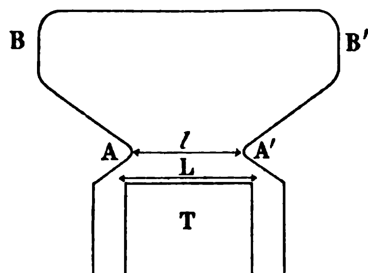


Fig. 537. — Pompe *Aversenq*.

Cet inventeur considère que, si la forme de la turbine, le nombre et la construction de ses aubes ont une importance évidente, bien plus grande toutefois est celle de l'appartement tournant; le brevet Aversenq insiste surtout sur deux dispositions de cette enveloppe.

Le liquide, en sortant de la turbine, se répand dans l'enveloppe par un ajutage divergent (*fig.* 537), dont la largeur minima est toujours inférieure ou au plus égale à la largeur utile de la turbine L, et qui se complète par deux portions rectilignes B, B' perpendiculaires à l'axe de rotation.

Indépendamment de cela, le liquide est guidé à la sortie du tambour par un nombre plus ou moins grand de canaux directeurs, constitués par des cloisons *ab*, *a'b'*, *a''b''*, dont le tracé est assez variable (*fig.* 538).

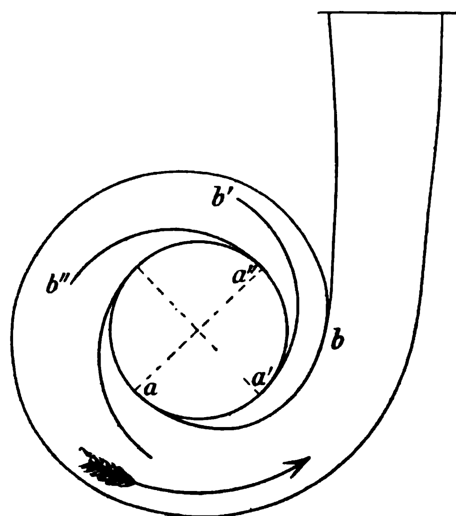


Fig. 538. — Pompe *Aversenq*.

Ces dispositions, en facilitant le cheminement de l'eau refoulée, semblent devoir donner de bons résultats : les essais faits au Havre, en 1880, par l'Administration des Ponts et Chaussées, ont donné les résultats suivants :

Nombre de tours par minute	471
Quantité d'eau épuisée par minute	$9^{m^3},650$
Rendement	0,59
Consommation de charbon par cheval-heure (en eau élevée).	$4^{kg},135$

Ces résultats sont intéressants, car, si le rendement est moins bon que celui de la pompe Decœur, la consommation de charbon est plus faible, la vitesse est moins considérable, l'usure aussi probablement.

Brevets Seitz et Park. — Les inventeurs se sont surtout efforcés d'obtenir un orifice d'aspiration aussi grand que possible et d'éviter l'usure anormale des coussinets due à l'introduction, dans les divers organes tournants de la pompe, des sables et des graviers dont l'eau peut être chargée.

La disposition qu'ils ont adoptée, basée sur le principe de « l'arbre-tuyau tournant », peut s'appliquer au type très rudimentaire qu'ils ont construit, ou à tout autre

type de pompe centrifuge. Les figures 539 et 540 montrent l'application de leur dispositif à deux pompes, l'une à simple, l'autre à double action.

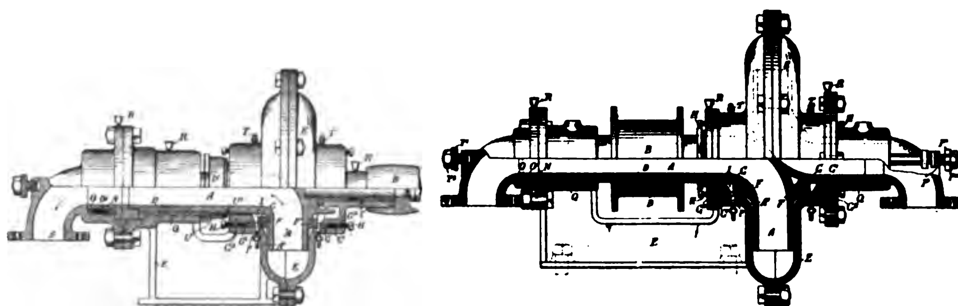


Fig. 539 et 540. — Pompe *Seitz* et *Park*.

La poulie B transmet le mouvement à la pompe; elle est placée soit sur un petit arbre solide C (*fig.* 539), soit sur l'arbre creux D (*fig.* 540), et elle fait alors partie intégrante de ce dernier; A est l'anneau mobile ou tambour de la pompe; il peut avoir ou la forme très simple de la figure, ou toute autre disposition usitée en matière de pompes centrifuges et étudiée en vue d'un rendement satisfaisant.

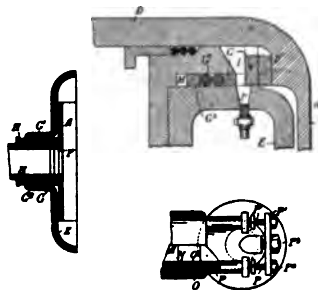


Fig. 541 à 543.
Pompe *Seitz* et *Park* double et détails.

Voyons maintenant les jonctions et les garnitures qui font l'objet spécial du brevet. F est un anneau de métal ajusté sur le tambour ou tourné directement sur l'arbre creux; la première disposition, qui permet d'enlever et de remplacer facilement cette pièce en cas d'usure, paraît préférable (*fig.* 541, 542 et 543).

G est un autre anneau métallique de section en L, qui vient s'appuyer contre F aussi exactement que possible, et qui est maintenu dans cette position par les anneaux en caoutchouc G^1, dont le serrage est assuré par la vis H agissant sur un anneau métallique G^2; on peut ainsi réaliser, entre F et G, un contact suffisant pour que la vase, le grès, etc., ne puissent passer entre ces deux anneaux pendant la rotation, et cela sans avoir des frottements trop considérables. D'ailleurs, une chambre I, munie d'un conduit I′ et d'un robinet d'évacuation, est ménagée paur recevoir le liquide qui pourrait accidentellement pénétrer; le canal annulaire réservé dans l'anneau G doit être assez large pour se trouver au-dessus de la chambre d'évacuation I, même lorsque — pour rattraper l'usure — on aura eu à déplacer G longitudinalement.

L'anneau G peut être maintenu dans sa position soit par une vis telle que H (*fig.* 539 et 540), soit par l'action d'un fluide agissant dans une chambre M (*fig.* 541) : de l'eau par exemple.

On peut ainsi, si on le désire, fermer les robinets et introduire dans les chambres I de l'eau ou des matières lubrifiantes.

Du côté de l'aspiration, le système de joint est tout à fait analogue; l'anneau N, également de section en L, s'appuie en bout sur l'arbre creux ; le serrage est obtenu par les anneaux de caoutchouc O′ et par les tiges P, agissant sur l'anneau métal-

lique O (*fig.* 539, 540 et 542); grâce à ce dispositif, on évite l'entrée d'air à l'aspiration par le coussinet Q.

On voit que, lorsque l'arbre creux tourne, un vide se produit en A, l'aspiration du liquide s'opère en S, et la pompe est ainsi mise en service; la figure 543 montre l'application du brevet à un type classique de pompe centrifuge.

Brevet Hawley. — Lorsque les pompes centrifuges ont à élever des eaux vaseuses ou chargées de matières solides plus ou moins dures, l'usure des organes est considérable et notamment celle des coussinets de l'arbre et de l'ajutage d'arrivée de l'eau dans la turbine.

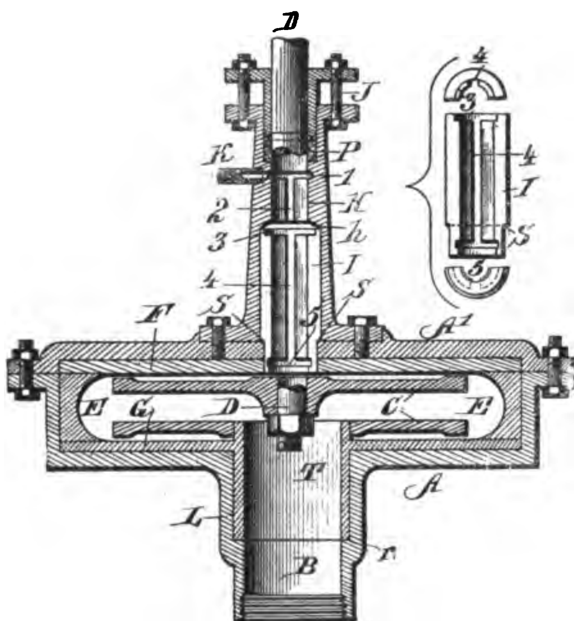


Fig. 544 et 545. — Pompe *Hawley*.

Le brevet anglais numéro 18.065, dont il est ici question, a été pris, en décembre 1898, par M. Hawley, en vue de réduire au minimum les inconvénients de cette usure, grâce à une disposition permettant l'emploi, aux points les plus exposés, de revêtements mobiles faciles à enlever et peu coûteux à remplacer.

Nous reportant aux figures 544 et 545, nous voyons que l'arrivée B de l'eau est munie d'un évasement L, dans lequel vient se loger un revêtement G qui, pénétrant jusqu'au tambour, protège l'orifice d'admission contre l'usure due aux tourbillonnements du liquide, chargé de sable par exemple.

C est le tambour mobile, E l'enveloppe, D l'arbre qui repose dans le long du palier qu'il nous reste à décrire.

L'inventeur a voulu qu'il fût possible de changer le palier sans enlever l'arbre et sans démonter les joues de la pompe et, de plus, qu'une lubrification abondante et efficace y fût assurée.

A cet effet, le support des paliers est en deux pièces; un épaulement *h* empêche le mouvement vers l'extérieur, tandis qu'un autre analogue empêche le mouvement du support vers les joues de la pompe. Pour la lubrification — qui se fait à l'eau par exemple — une rainure annulaire 1 est en relation avec le tuyau K d'arrivée d'eau; les conduits longitudinaux 2-4 et les rainures 3-5 complètent le réseau parcouru par le liquide chargé de nettoyer et de lubrifier les surfaces. En sortant de la rainure 5, l'eau s'écoule dans la pompe. La garniture P et le presse-étoupe J empêchent, à l'autre extrémité de l'arbre, l'eau de s'écouler au dehors.

Pompes Farcot. — La maison Farcot a créé et construit successivement des

pompes centrifuges toujours très bien étudiées et de types divers. Je citerai quelques-uns d'entre eux.

Des pompes très simples furent installées à Gennevilliers (Service municipal de Paris), pour élever une partie des eaux d'égouts de la capitale. Les caractéristiques du problème à résoudre sont la faible hauteur d'élévation requise et la nécessité de pomper des liquides très chargés de matières solides ayant quelquefois même un

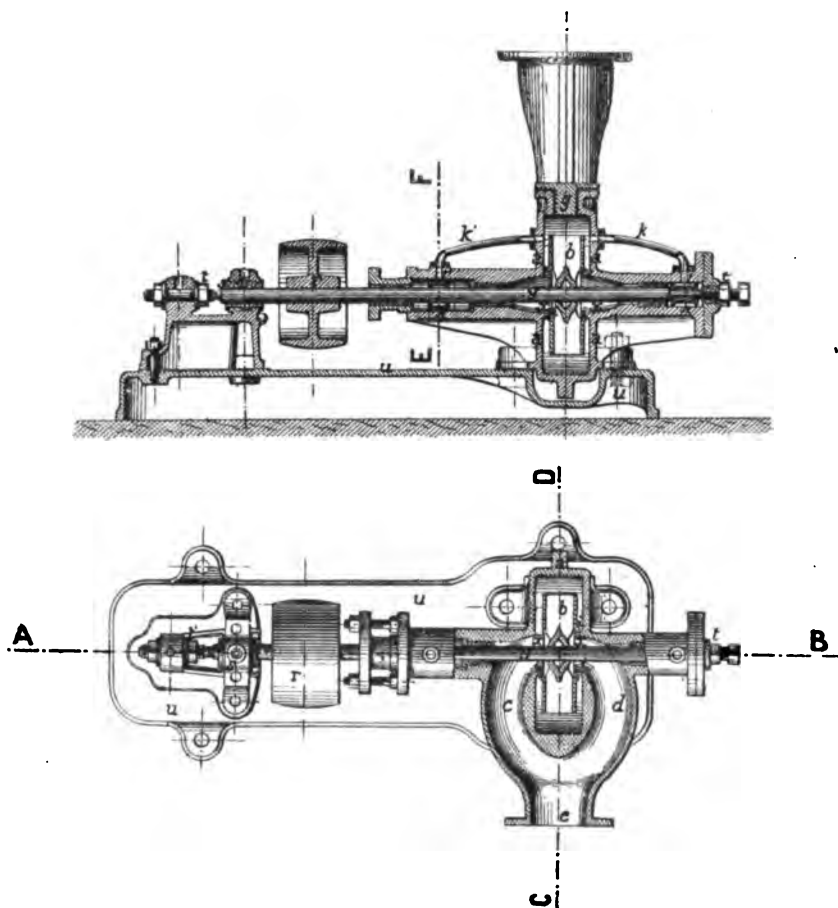


FIG. 546 et 547. — Pompe *Farcot* de *Gennevilliers*.

assez grand volume. Dans ces conditions, il est indispensable d'abord d'assurer la circulation de l'eau par l'emploi de grands orifices, le rendement devenant d'importance secondaire. La turbine adoptée par M. Joseph Farcot comporte seulement 4 cloisons planes radiales et satisfait ainsi au desideratum indiqué. La pompe peut d'ailleurs être simple ou double.

Dans la pompe simple (*fig.* 546 à 549), *a* représente le corps de pompe ; *b*, la turbine avec ses quatre ailettes ; *c* et *d*, les deux tuyaux d'aspiration aboutissant chacun à un œillard *x* de la turbine ; enfin *g*, le regard permettant la visite de la pompe.

Quelques détails sont à signaler.

Une bague *i* (*fig.* 546), venue de fonte avec l'ajutage d'admission ou rapportée

sur lui, pénètre dans l'œil du tambour pour chaque œillard, ménageant une sorte de rainure circulaire par laquelle les fuites qui se produisent presque toujours à la jonc-

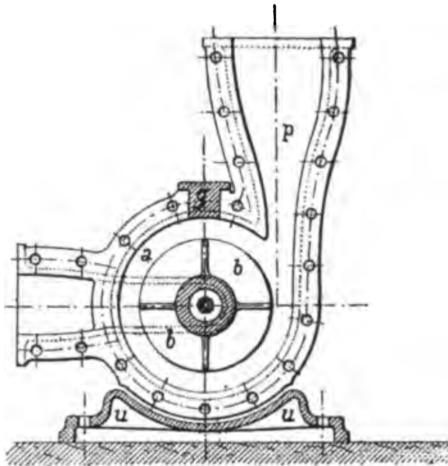


Fig. 548.
Pompe *Farcot*, coupe CD (*fig.* 547).

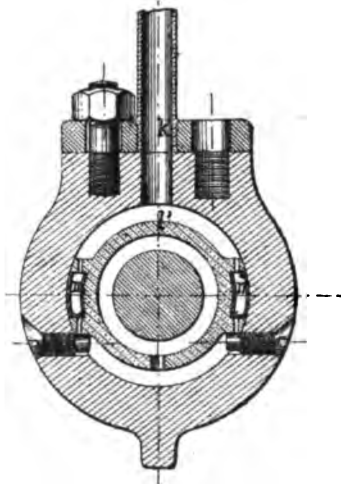


Fig. 549.
Pompe *Farcot*, coupe EF (*fig.* 546).

tion du tambour et de l'enveloppe rentrent dans la circulation générale ; elles forment ainsi un petit courant dans le sens du mouvement, et leur force vive n'est pas entièrement perdue.

Pour éviter les rentrées d'air par l'arbre, on a fait usage de garnitures hydrauliques *h*, *h'* alimentées par les tuyaux R, R' ; mais, pour éviter que l'eau ainsi introduite n'amène du sable, des graviers, etc., qui useraient l'arbre, les rondelles *l'* (*fig.* 546), formant garniture, sont disposées de manière que l'eau, avant d'arriver à l'arbre, soit obligée de filtrer au travers des feutres *m* et d'y déposer les matières qu'elle tient en suspension.

Dans la pompe simple, on emploie deux œillards, afin de neutraliser les poussées qui, sans cela, s'exerceraient d'un seul côté sur l'arbre *y*.

Dans la pompe double, réalisée par la connexion de deux pompes simples à un seul œillard agissant l'une sur l'autre, les dispositions sont très sensiblement les mêmes (*fig.* 550 et 551). Les sections des conduits parcourus par l'eau sont constamment croissantes depuis l'aspiration *c* jusqu'au refoulement *p*.

Le groupement des pompes, opéré suivant les indications du brevet Perrigault (novembre 1864), est tel que l'une des pompes effectue son aspiration sur le refoulement de l'autre, et la disposition des œillards a été étudiée pour que les poussées s'équilibrent d'elles-mêmes.

Les pompes de ce type, installées à Gennevilliers, tournaient à 130 ou 140 tours par minute, avaient un diamètre intérieur de 1^{m},60 et débitaient 500 litres à la seconde.

M. *Denis-Emmanuel Farcot* fit breveter plus tard un type (*fig.* 552 et 553) dans lequel la turbine était particulièrement étudiée suivant les considérations suivantes :

Les aubes sont curvilignes, et l'on s'efforce d'avoir la même section à l'entrée et

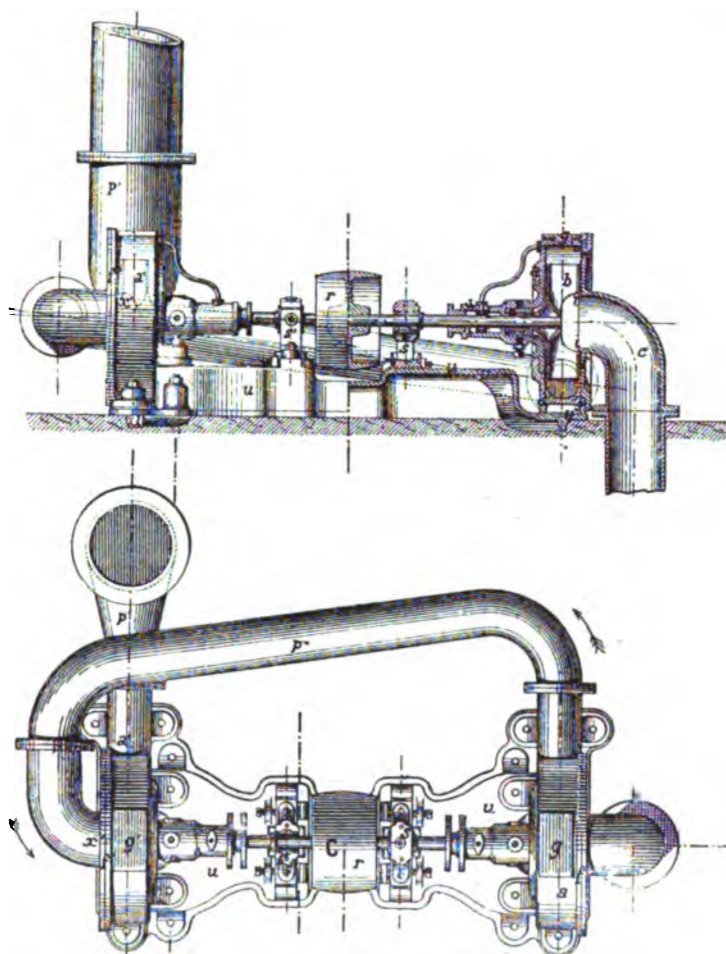


Fig. 550 et 551.

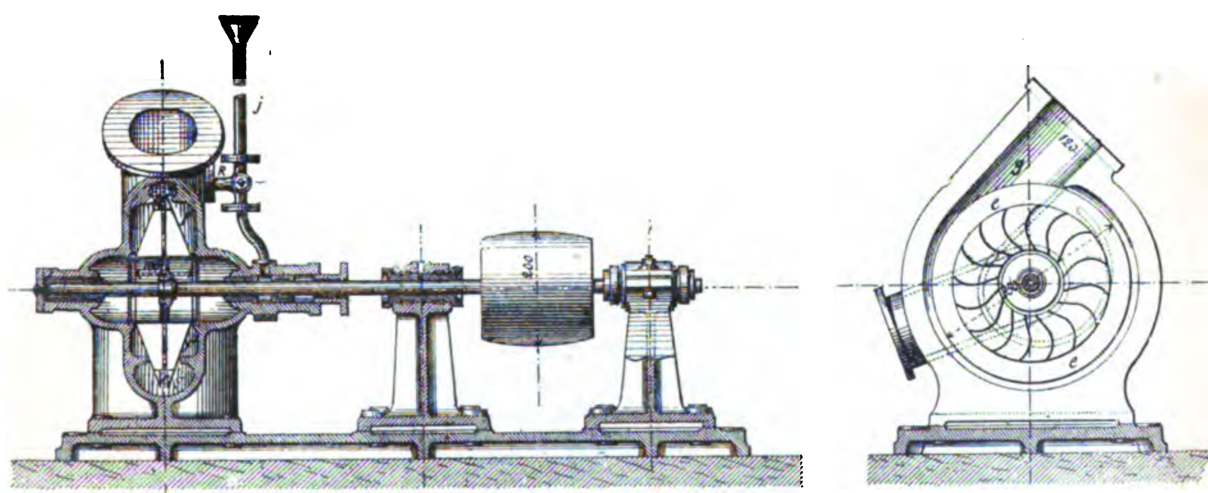


Fig. 552 et 553. — Pompe *E.-D. Farcot.*

à la sortie du tambour; à cet effet, une couronne rentrante, symétrique ou non, forme enveloppe; un volant e est ménagé autour de la turbine.

La courbure d'entrée des tubes est telle que le liquide pénètre en faisant un angle de 45° avec le rayon; puis la courbure se redresse pour devenir radiale ou même dépasser le rayon, afin d'obtenir le maximum d'effet centrifuge; enfin l'extrémité des aubes est recourbée brusquement à la périphérie, pour que l'écoulement se fasse à coup sûr en sens inverse du mouvement.

Le liquide, pour passer du tambour au tuyau de refoulement, circule dans une chambre g, où s'éteignent les remous et où s'utilise, en se transformant, la force vive du liquide : cette chambre, dont la section est constamment croissante dans le sens du mouvement, est constituée par deux parois en forme de spirale.

En 1884-1885, la maison Farcot installa dans la basse Égypte, à Khatatbeh (province de Béhéva), une usine élévatoire fort intéressante sur laquelle un intéressant rapport de M. Brüll (Société des Ingénieurs civils, novembre 1886) donne de nombreux renseignements.

Il s'agissait d'assurer l'alimentation au moyen de l'eau du Nil, en la puisant à des hauteurs variables et la distribuant de même, si bien que la hauteur totale d'élévation pouvait varier de $0^{m},50$ à 3 mètres; c'était déjà une première difficulté. Il fallait aussi (et le prix élevé de la houille rendait cette condition très importante) avoir une consommation de combustible aussi faible que possible. Enfin, il était nécessaire d'assurer un débit énorme, puisqu'il s'élevait à deux millions et demi de mètres cubes par jour.

Le projet Farcot comporta 5 pompes centrifuges à axe vertical directement actionnées par les machines à vapeur et tournant à faible vitesse. Chaque machine élévatoire comporte dès lors une pompe centrifuge pouvant donner 6 mètres cubes à la seconde, avec une hauteur d'élévation de 3 mètres, tournant à 32 tours par minute, et dont l'arbre vertical porte une manivelle directement attaquée par la bielle de la machine motrice.

La turbine a $3^{m},800$ de diamètre et tourne dans un corps de pompe ayant 7 mètres environ de diamètre et $3^{m},30$ de hauteur; la vitesse circonférentielle est ainsi de $6^{m},36$. L'œillard plonge directement dans l'eau d'aspiration.

L'orifice d'arrivée de l'eau a 3 mètres de diamètre (*fig.* 554) et les lèvres extérieures en ont été relevées afin de faciliter l'aspiration de tous les filets liquides, quelle que soit d'ailleurs leur direction primitive. Un conduit annulaire à section décroissante double la vitesse et la rend verticale en même temps; ce conduit est formé par le pavillon d'aspiration, dont la section passe du diamètre 3 mètres au diamètre $2^{m},100$, et par un cône renversé dont les bases ont respectivement $0^{m},300$ et $0^{m},600$ de diamètre.

La turbine même (*fig.* 554 et 555) a $1^{m},425$ de hauteur; elle comporte des plateaux paraboloïdes et 8 ailettes hélicoïdales, grâce auxquelles l'eau s'élève et s'éloigne de l'axe simultanément. Arrivée à la périphérie de la turbine, l'eau doit utiliser la force vive qu'elle possède en éteignant sa vitesse et en s'élevant : ce résultat est obtenu d'abord dans un canal fermé de section croissante ayant 13 mètres de développement, puis dans un conduit circulaire de $1^{m},600$ de diamètre, qui lui fait suite et dans lequel la vitesse ne dépasse guère $3^{m},10$, enfin dans le canal de refoulement, qui a $17^{m},80$ de largeur et qui, d'abord circulaire, s'ouvre ensuite pour prendre une

Fig. 554. — Pompe *Farcot* du *Khatatbeh*. — Coupe verticale.

Fig. 555.

section rectangulaire de 4 mètres sur $2^m,60$, si bien que la vitesse de l'eau à la sortie ne dépasse pas $0^m,60$.

On voit quelles précautions sont prises pour éviter les remous, les changements brusques de direction ou de vitesse, etc.

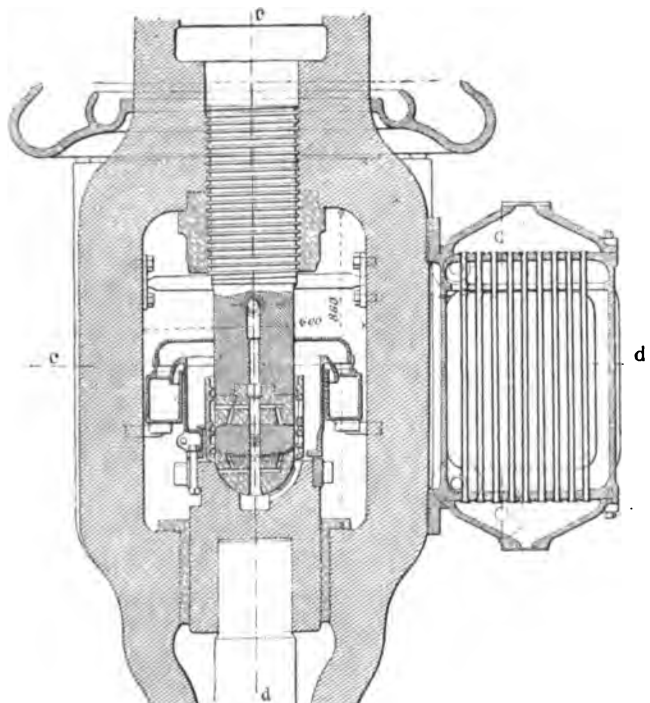


Fig. 556.

L'arbre vertical chargé de supporter l'appareil tournant ne pouvait avoir sa crapaudine sous l'eau, le graissage en aurait été presque impossible et le mouvement de tout l'appareil (qui pèse plus de 12 tonnes) rapidement arrêté. On a donc utilisé le système Fontaine et disposé le pivot hors d'eau (*fig.* 556); l'arbre est creux, et le pivot est supporté par une colonne solidement fixée.

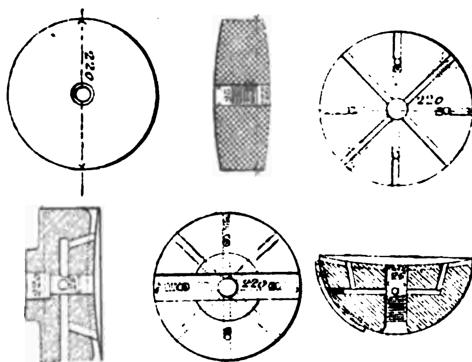


Fig. 557 à 559.

Dans ces conditions, le graissage devient bien plus facile. Pourtant les premiers essais faits au moyen d'une bâche de refroidissement à circulation d'eau ayant donné des résultats imparfaits, on dut avoir recours à un graissage très énergique (*fig.* 557 à 559), obtenu par le moyen d'huile refoulée au moyen d'une pompe assez puissante pour que l'entraînement de tout corps étranger fût absolu. Le refroidissement de l'huile s'effectue ensuite dans un réfrigérant tubulaire, et il

est suffisant pour qu'on puisse employer l'eau tiède sortant du condenseur pour circuler dans ce réfrigérant. Il y a trois grains, deux en bronze phosphoreux et un en acier dur; ils sont munis de petites rainures pour la circulation de l'huile.

Les essais faits par M. Brüll sur place ont fourni les résultats suivants :

La machine à vapeur était une Corliss, type Farcot, dont le cylindre avait 1 mètre d'alésage, et le piston $1^m,800$ de course. L'admission avait lieu pendant 1/8 à 1/10 de la course. Les diagrammes (*fig.* 560 et 561), pris sur les deux faces du piston, montrent la bonne allure des machines.

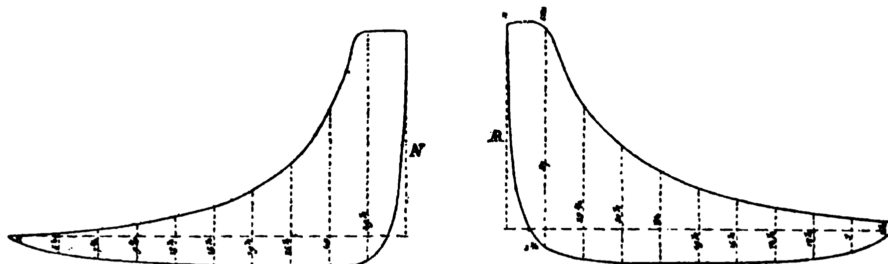


Fig. 560 et 561. — Pompe *Farcot* de *Gennevilliers*. Diagrammes.

La vitesse de rotation des pompes a varié de 33 à 35 tours ; le débit total fut de $27^{m3},472$ par seconde, et la hauteur d'élévation (supérieure au maximum prévu au contrat) fut de $3^m,13$.

Dans ces conditions, le rendement fut de 0,65, et on consomma $1^{kg},100$ environ de houille par cheval-heure en eau élevée.

Appliquons à ce type la recherche des caractéristiques théoriques que nous possédons pour d'autres modèles : on a, d'après les notations précédemment adoptées:

$$Q = 5^{m3},494$$
$$P = 5,494 \text{ kilog.}$$
$$U_1 = 6,75$$
$$H_u = 3,13$$

et on déduit, par les formules bien connues :

Rendement.	$\rho = 0,65$
Ouverture réduite	$\omega_u = 0,27$
Pouvoir débitant.	$\delta = 0,22$
Pouvoir manométrique.	$\mu = 0,67$

Les valeurs relativement élevées de ω_u et δ montrent que cette pompe a, proportionnellement à l'énorme débit qu'on exige d'elle, des dimensions assez modérées et, par suite, un prix d'achat et d'installation assez réduit; la valeur μ, notablement plus forte que celles que nous avons rencontrées jusqu'ici, montre qu'au point de vue des frottements, la pompe a été soigneusement étudiée et qu'en somme l'utilisation de la force vive à l'élévation du liquide se fait assez complètement.

En 1892-1893, la maison Farcot installa des pompes centrifuges à axe vertical pour le desséchement des marais de Fos; j'en veux dire quelques mots pour signaler quelques perfectionnements non sans intérêt.

Chaque machine devait débiter au maximum 4 mètres cubes par seconde avec une hauteur d'aspiration de $0^m,50$, ou bien $2^{m3},500$ avec une hauteur de $1^m,50$.

On adopta une pompe (*fig.* 562) en tous points analogue à celle ci-dessus décrite, à axe vertical, à pivot hors d'eau, à graissage breveté, etc. Le diamètre de l'œillard était de $1^m,44$, celui du tuyau d'évacuation était de 2 mètres à la sortie, enfin le diamètre extérieur du corps de pompe avoisinait 6 mètres.

Fig. 562. — Pompe *Farcot* des marais de Fos.

Dans ce modèle, M. Farcot chercha à « équilibrer » la turbine. Le poids des pièces tournantes ne peut être réduit, imposé qu'il est par les dimensions des organes, leur résistance, etc.; on ne peut donc agir — en vue de diminuer les efforts verticaux — que sur les poussées exercées par le fluide sur la machine même. A cet effet, on a ménagé, entre l'aspiration et la capacité *d* qui entoure le plateau inférieur de la turbine, une rainure circulaire *b*, qui intercepte la communication entre les deux, tandis qu'au contraire, entre le refoulement (¹) et cette même capacité *d*, une rainure *r* reste ouverte; c'est donc la pression du refoulement qui agira sur le plateau inférieur. Inversement, la capacité *a*, qui entoure le plateau supérieur de la turbine, est en communication avec l'aspiration par les orifices *c* et isolée du refoulement par la rainure *e*; c'est donc la pression de l'aspiration qui s'exerce sur le plateau supérieur.

Dans la différence de ces deux poussées résulte un effort vertical de bas en haut, venant en déduction de la gravité, et permettant de réduire les frottements. L'expé-

(¹) Le refoulement dont il est ici question est celui de la turbine; il s'agit en somme de la pression à la sortie de cette turbine.

rience a montré qu'il en était bien réellement ainsi et que les rainures *b* et *e* formaient des garnitures très satisfaisantes pour les pompes à fort débit, les fuites étant proportionnellement très faibles.

Le graissage des trois grains est assuré de la façon suivante : Une cuvette annulaire fixe maintient le bout dans un bain d'huile et, par surcroît de précautions, on établit une circulation d'huile au moyen d'une pompe ; cette huile arrivant au centre de l'arbre creux traverse les grains et vient déborder dans le réservoir. Il circule ainsi 2 ou 3 litres d'huile par minute.

Les essais contradictoires, faits par le constructeur et par M. Louisse, représentant de la Compagnie agricole de la Crau et des Marais de Fos, ont fourni les résultats suivants (*Société des Ingénieurs civils*, janvier 1894).

Les rendements ont été de 0,57, 0,66 et 0,71 respectivement avec hauteurs d'élévation de $1^m,50$, 1 mètre et $0^m,50$.

La consommation de houille par cheval-heure, en eau montée, a été environ de $1^{kg},9$.

Enfin on a constaté que les débits prévus au contrat pouvaient être aisément et notablement dépassés.

Pompes-turbines Mather-Reynolds. — Afin d'obtenir des refoulements d'eau à

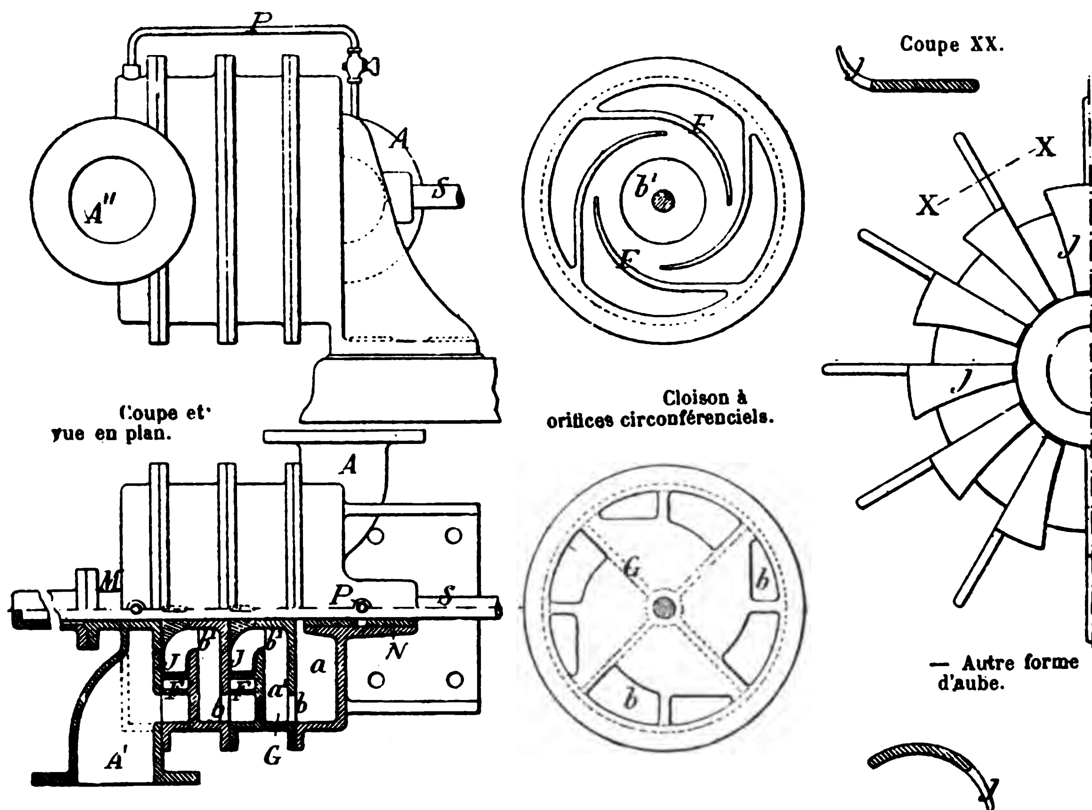


Fig. 563 à 568. — Pompe-Turbine *Mather-Reynolds*.

grandes hauteurs sans avoir recours à des pompes conjuguées « distinctes »,

MM. Mather et Platt ont créé un type réversible pouvant fonctionner comme pompe ou comme turbine avec d'importantes hauteurs d'eau.

Les figures 563 à 568 donnent les détails de l'installation.

Le fonctionnement est le suivant : l'eau aspirée passe par une série de compartiments successifs, munis de cloisons directrices et de roues aubées, et fonctionnant comme autant de pompes accolées, pour chacune desquelles l'eau serait guidée à l'aspiration et au refoulement : ainsi la force vive est, de proche en proche, transformée en pression par extinction de la vitesse du liquide.

Nous reportant aux figures 563-568, nous suivrons facilement la marche de l'eau; elle arrive par l'orifice A et pénètre dans la boîte d'aspiration *a*, d'où elle passe dans le premier compartiment en traversant la paroi de séparation par des orifices *b*, ménagés dans celle-ci à sa périphérie.

Le compartiment G est séparé en deux par une cloison perpendiculaire à l'axe et ménageant autour de l'arbre une ouverture annulaire *b'*; à droite de cette cloison, se trouvent des directrices radiales, grâce auxquelles les remous sont évités, et qui conduisent le liquide jusqu'à l'orifice *b'*; à gauche de cette cloison, se trouve une roue aubée calée sur l'arbre moteur S, qui prend l'eau arrivant par *b'* et la renvoie sur les directrices F, qui la conduisent sans chocs jusqu'à l'autre orifice *b* du second compartiment... et ainsi de suite, jusqu'au refoulement final par A'. Les roues aubées successives dites « impulseurs » sont calculées de manière à ce qu'en agissant sur la même masse d'eau elles lui communiquent une pression finale somme des pressions successives obtenues respectivement dans chacun des compartiments.

L'arbre S tourne dans des coussinets M et N; ce dernier, situé dans la boîte d'aspiration, comporte une rainure dans laquelle un tuyau P amène de l'eau à la pression du refoulement, constituant ainsi un joint hydraulique destiné à éviter les rentrées d'air.

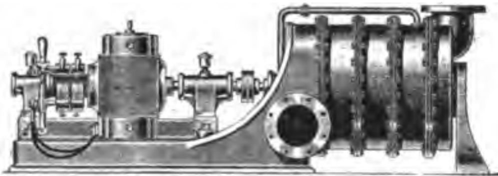


Fig. 569.

Ces pompes, dont les usages sont très variés (incendie, arrosage, épuisement, etc.), peuvent être disposées de manière à être mises en œuvre par courroies, ou bien par un moteur à vapeur à action directe, ou enfin par une dynamo (*fig.* 569). Le type présenté dans cette figure et dans les précédentes est à deux turbines et assure les refoulements jusqu'à 30 mètres ; les rendements seraient, paraît-il, aussi bons pour des refoulements moindres obtenus par la même machine.

CHEVAUX-VAPEUR fournis à la courroie de la pompe	VITESSE Nombre de tours par minute	TRAVAIL DE LA POMPE Vide à l'aspiration centimètres de mercure	Pression au refoulement	Hauteur totale d'élévation	Débit par minute	Travail produit en chevaux-vapeur	RENDEMENT de la POMPE
			kilogrammes	mètres	mètres cubes		0/0
60,6	502	31,75	2,245	36,60	4,234	34,0	56,1
62,7	502	35,50	2,098	35,08	4,406	33,8	54,0
74,2	514	38, »	2,245	37,52	4,997	41,2	55,5
56,7	504	30,50	2,196	35,84	3,957	31,0	54,7

Le tableau précédent résume des essais faits sur une pompe à quatre turbines avec tuyau de 254 millimètres à l'aspiration des hauteurs d'élévation de 15 à 150 mètres.

Pompes centrifuges Schabaver. — M. Schabaver, dans ses études, a toujours considéré la pompe centrifuge comme une turbine renversée, l'une étant par rapport à l'autre, comme il le dit lui-même, ce qu'est la dynamo par rapport au moteur électrique. Mais, si ces deux dernières machines ont à peu près le même rendement, il est loin d'en être ainsi pour les deux machines hydrauliques : en effet, alors qu'avec une turbine on arrive à un rendement de 0,80, on n'obtient d'ordinaire avec la pompe centrifuge que 0,60 à 0,65.

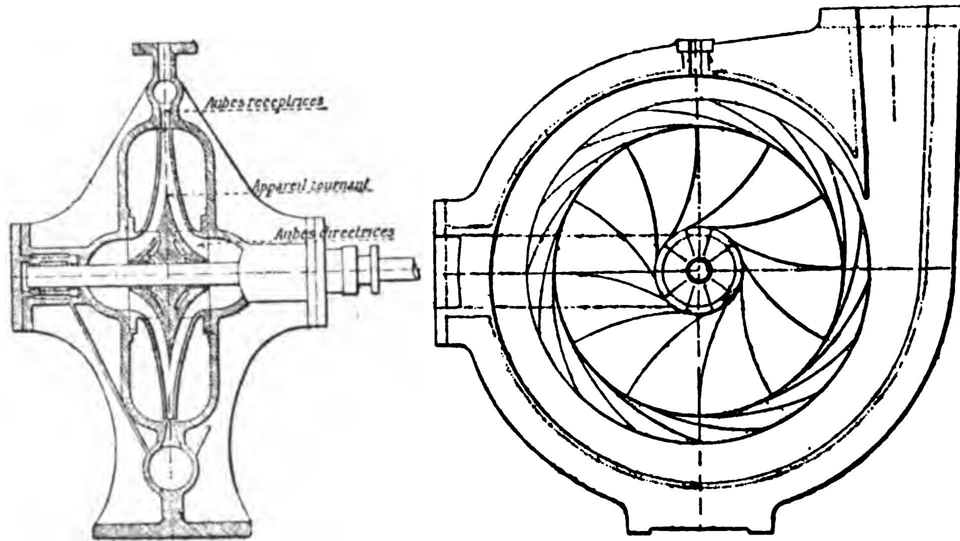


FIG. 570 et 571.

Pour arriver à une meilleure utilisation de la force motrice et à une hauteur d'élévation de l'eau plus considérable, l'inventeur s'est appliqué à réaliser, dans la mesure du possible, les conditions établies par les théorèmes généraux de l'hydrodynamique. Pour cela, la pompe (*fig.* 570 et 571) est munie de distributeurs en face de chaque œillard, lesquels distributeurs assurent l'entrée sans chocs du liquide et le dirigent sans changements brusques de direction sur l'appareil tournant, dont les aubes sont disposées de manière à arriver tangentiellement au moyeu.

L'eau soumise à la force centrifuge s'échappe ensuite dans un éjecteur circulaire dont les génératrices sont inclinées de 6° sur l'axe et qui est une spirale. L'entrée dans cet éjecteur se fait par une fente circulaire et étroite, réalisant ainsi un orifice cylindrique en mince paroi ; on sait que tous les ajutages font subir aux filets liquides des frottements proportionnels à leur longueur, et que c'est avec l'orifice en mince paroi que celle-ci et celle-là sont réduites au minimum ; de plus, cet orifice est de construction facile, et ses dimensions sont toujours facilement comparables d'un cas à l'autre. Enfin l'eau est guidée, au sortir de la roue, par des ailettes courbes dont le premier élément est tangent à la direction de la vitesse absolue de l'eau, qu'on obtient en composant la vitesse tangentielle et la vitesse centrifuge.

M. Schabaver a exécuté des expériences avec sa pompe en vue de prouver que sa pratique était en concordance avec la théorie.

Les premiers essais ont été faits avec une pompe non munie de distributeur aux œillards, et dont le diamètre d'aspiration était de 10 centimètres, le diamètre de la turbine étant de $0^{m},400$. Une machine à vapeur du type Weyer et Richemond de 25 chevaux ayant un rendement de 80 0/0 (trouvé à l'indicateur et au frein) fournissait le mouvement. L'eau était prise en charge dans un réservoir situé à $0^{m},60$ environ au-dessus du niveau de l'axe de la pompe.

Deux sortes d'essais furent faits : 1° essais de rendement en fonction des hauteurs de refoulement (débit constant) ; 2° essais de rendement en fonction de débits (hauteur de refoulement constante).

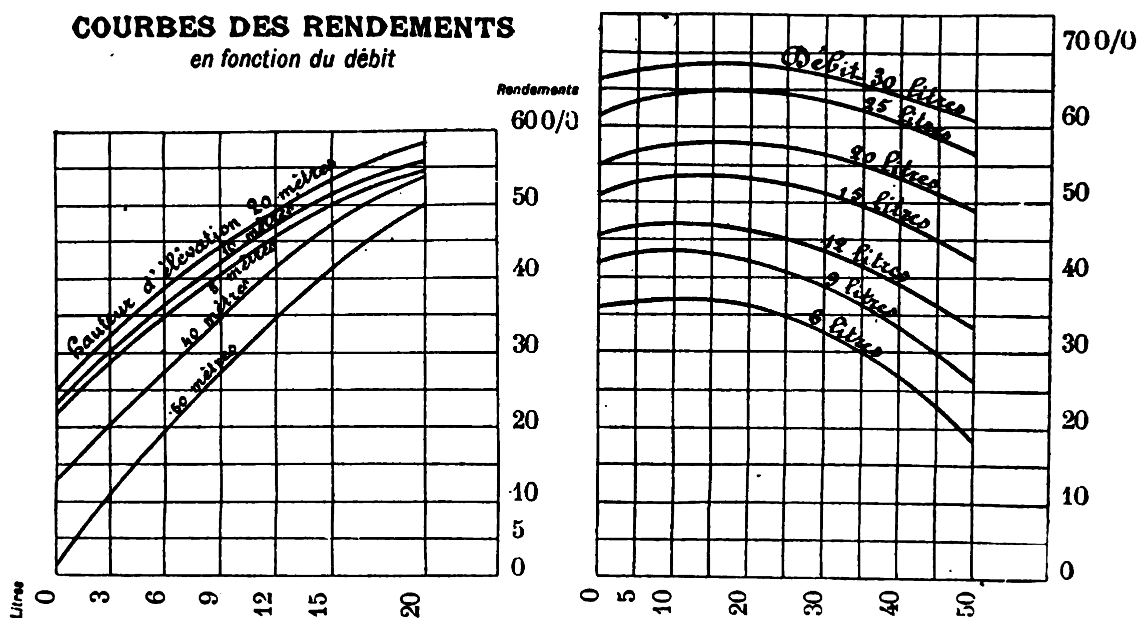


Fig. 572 et 573.

Les résultats coordonnés de ces deux séries ont fourni les diagrammes que nous donnons ici (*fig.* 572 et *fig.* 573) et dans lesquels il est facile de voir que : 1° pour une pompe de débit donné (compris entre 0 et 30 litres), la hauteur correspondante au débit maximum est d'environ 15 à 20 mètres ; 2° le rendement a augmenté avec le débit, pour une même hauteur d'élévation, d'une façon très accusée.

De ces résultats, on peut tirer une conclusion intéressante et bien d'accord avec la conception théorique des pompes centrifuges : c'est que, dans une pompe centrifuge, à chaque débit correspond une hauteur de refoulement pour l'ensemble desquelles le rendement est maximum.

Une autre série d'essais a été faite pour montrer que la force vive de l'eau due à

la force centrifuge se transforme bien en pression, et cela quelle que soit la vitesse de rotation.

Pour cela, on a établi par le calcul, et pour les mêmes vitesses, les hauteurs auxquelles l'eau serait élevée d'abord si elle était soumise à la résultante des deux vitesses, tangentielle et centrifuge, et ensuite si elle était soumise à la vitesse tangentielle seulement. Ces hauteurs ont été groupées en deux courbes (*fig.* 574). En même temps, on observait expérimentalement les hauteurs obtenues en pratique, aux mêmes vitesses, et on en traçait la courbe qui, s'intercalant entre les deux précédentes, justifie le résultat annoncé.

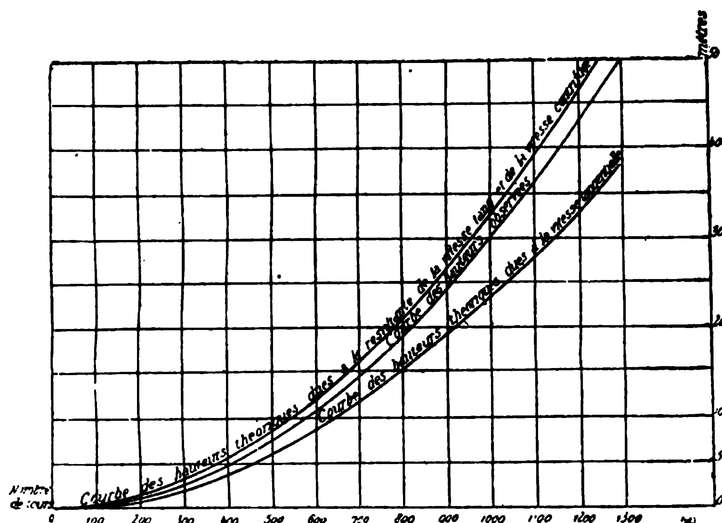


Fig. 574.

On est arrivé, avec les pompes Schabaver, à élever l'eau à une hauteur de 120 mètres dans des conditions plus simples et sans doute plus économiques qu'avec les systèmes encombrants de pompes conjuguées. Par contre, la nécessité de faire passer l'eau par l'orifice étroit de l'éjecteur ne permet l'utilisation de cette pompe que pour des liquides ne contenant que peu ou point de matières solides ou sableuses.

POMPES A PETITES HAUTEURS

NUMEROS des POMPES	DIAMÈTRES		NOMBRE DE TOURS CORRESPONDANT A DES HAUTEURS D'ÉLÉVATION DE				
	du disque tournant	des orifices d'aspiration et de refoulement	2 mètres	4 mètres	6 mètres	8 mètres	10 mètres
1	120	60	1.000	1.300	1.700	2.000	2.250
2	155	80	770	1.100	1.300	1.550	1.750
3	190	100	625	890	1.050	1.250	1.400
4	220	125	540	720	920	1.100	1.200
5	245	150	490	690	820	970	1.100
6	270	175	440	630	750	880	1.000
7	720	200	375	530	640	750	850

POMPES A GRANDES HAUTEURS

NUMÉROS des POMPES	DIAMÈTRES		NOMBRE DE TOURS CORRESPONDANT A DES HAUTEURS D'ÉLÉVATION DE					
	du disque tournant	des orifices d'aspiration et de refoulement	10 mètres	20 mètres	30 mètres	40 mètres	50 mètres	60 mètres
1A	290	60	900	1.300	1.600	1.800	2.000	2.200
2A	350	80	760	1.100	1.300	1.500	1.700	1.850
3A	410	100	570	810	1.000	1.160	1.300	1.450
4A	500	125	500	710	870	1.000	1.200	1.250
5A	600	150	450	625	760	900	980	1.100

Nous donnons ci-dessus quelques renseignements-types relatifs à des pompes Schabaver, et notamment les vitesses à adopter avec un même type suivant les hauteurs de refoulement à obtenir.

Des expériences faites en 1898 sur le type 1_A de pompe à grande hauteur ont donné des résultats intéressants, groupés dans le tableau ci-dessous, duquel il résulte que ces pompes présentent une grande élasticité et peuvent, sans que les rendements s'en ressentent, fournir des hauteurs de refoulement très variables et souvent considérables.

RÉSULTATS D'EXPÉRIENCES FAITES EN 1898, SUR UNE POMPE CENTRIFUGE A GRANDE HAUTEUR

(*Type de 285 millimètres d'appareil tournant.*)

DÉBIT EN LITRES par seconde	DÉBIT EN LITRES par minute	HAUTEUR d'élévation	NOMBRE DE TOURS de la pompe par minute	FORCE NÉCESSAIRE en chevaux-vapeur	RENDEMENT 0/0	OBSERVATIONS
litres	litres	mètres		chevaux		
4,93	296	15	1.060	2,04	48,3	La force employée était mesurée par un indicateur de pression sur le cylindre à vapeur et avec un frein de Prony posé sur l'arbre de commande.
5,09	305	18	1.160	2,50	48,8	
5,14	308	25	1.370	3,20	53,5	
4,45	267	29,5	1.488	3,69	47,5	
31,3	1.878	50	1.936	29,20	55	
19,5	1.170	92	2.500	37,08	63	
12,1	726	103	2.700	38,05	43	
13	786	120	3.010	39,05	54	

Pompe locomobile électrique. — M. Schabaver a créé dernièrement un type de pompe locomobile montée sur son chariot et actionnée directement par une dynamo. La grande vitesse de rotation de sa pompe centrifuge rend cette application fort aisée même avec les courants continus.

Cet appareil ainsi compris et facilement déplaçable peut rendre de grands services pour les mouvements des liquides dans les caves ou les chais ; l'amorçage de la pompe est très simple : un entonnoir et un robinet en assurent l'exécution.

Ce même type peut, avec plus de puissance, servir de pompe à incendie ou même de pompe élévatoire. Quatre groupes hydro-électriques, établis par MM. Couffinhal pour la partie électrique et Schabaver pour les pompes, ont été fournis à la

marine militaire. Les essais auxquels on les a soumis ont été satisfaisants ; ils sont analogues. Je ne citerai qu'un groupe d'essais :

SERVICE D'INCENDIE

Durée des essais : 3 heures.

NUMÉROS des POMPES	CONDITIONS de MARCHE	PRESSION au REFOULEMENT en kilogr.	VOLTAGE	INTENSITÉ	DÉPENSE d'énergie	DÉBIT à L'HEURE	NOMBRE de tours par minute
Pompes Nos 3 et 4.	Prévues	Pression 4,5	Voltage 75 à 80	Intensité 120	Watts 9.600	Tonneaux 30	Nombre de tours 2.010
Pompe N° 3. . . .	Réalisées	4,56	76,7	122,2	9.372	30,744	1.923
Pompe N° 4. . . .	Réalisées	4,59	75,5	126,6	9.558	30,31	1.933

SERVICE NORMAL

Durée des essais : 3 essais de 8 heures.

NUMÉROS des POMPES	CONDITIONS de MARCHE	PRESSION au REFOULEMENT en kilogr.	VOLTAGE	INTENSITÉ	DÉPENSE d'énergie	DÉBIT à L'HEURE	NOMBRE de tours par minute
Pompes Nos 3 et 4.	Prévues	Pression 1,5	Voltage 75 à 80	Intensité 50	Watts 4.000	Tonneaux 35	Nombre de tours 1.200
Pompe N° 3. . . .	Réalisées	1,6	70,1	55	3.855	35,260	1.195
Pompe N° 4. . . .	Réalisées	1,6	73,2	53,3	3.901	36,700	1.191

Pompe Courtois. — Dans ses études, M. Courtois à surtout porté son attention sur les dimensions à donner aux conduites et en particulier à la conduite d'amenée, et sur la meilleure forme ou disposition à donner aux aubes.

Dans le but de diminuer les chocs et les remous dus à l'arrivée avec une trop grande vitesse de l'eau dans la pompe, il a augmenté d'une façon notable la section de la conduite d'aspiration, tout en la laissant néanmoins en rapport avec celles des ouïes et aussi avec le débit que doit avoir la pompe une fois construite.

Dans une brochure relative à son système, il explique que la meilleure forme à donner aux aubes aussi bien qu'à la conduite d'évacuation est celle de la courbe décrite par un point partant du centre, soumis à la force centrifuge et se déplaçant suivant un rayon.

Toujours dans le but de diminuer les remous, provoqués par les réactions des couches concentriques les unes sur les autres, se faisant sentir de la circonférence au centre, il a supprimé la partie des aubes au voisinage du moyeu.

Enfin, l'égalité de section de l'aubage nécessaire au débit uniforme a été obtenue en augmentant l'épaisseur de chaque aube vers la circonférence suivant une courbe parallèle à la spirale centrifuge de l'aube suivante.

La pompe dont nous donnons les dessins (*fig.* 575 à 578) a été construite par MM. Orly et Granddemange. Le cercle polaire des spirales centrifuges a son diamètre égal au quart de celui de l'aubage, et le diamètre du cercle intérieur qui limite les aubes est égal à 0,4 de celui qui les limite extérieurement.

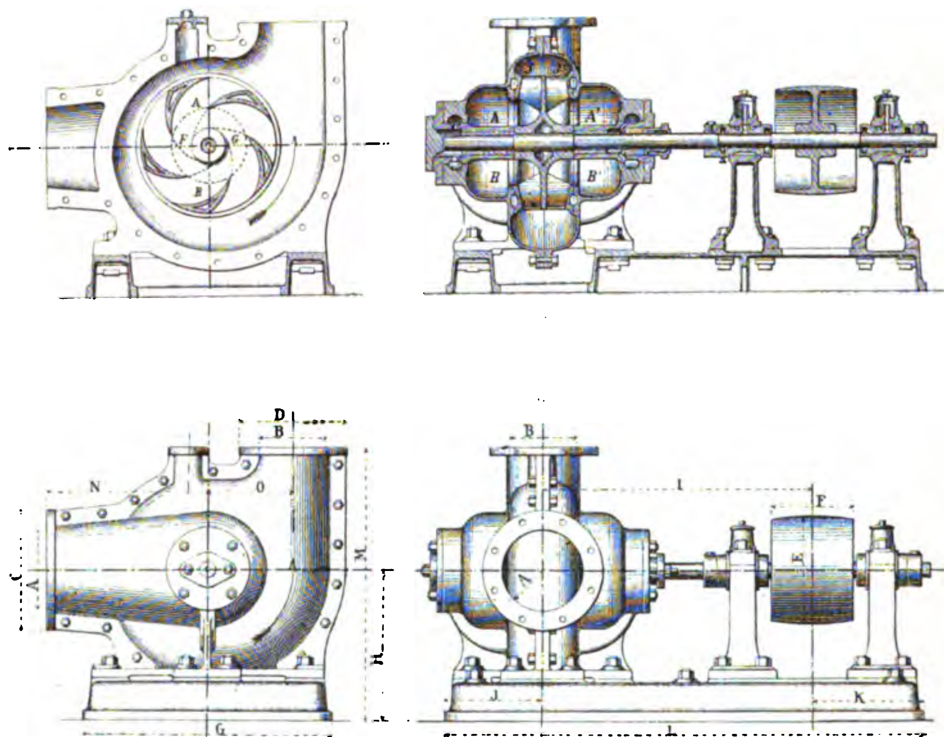


Fig. 575 à 578.

Pour remédier à la diminution de rendement qu'on obtient lorsqu'on augmente le débit de la pompe, diminution causée par les frottements excessifs dus à la grande

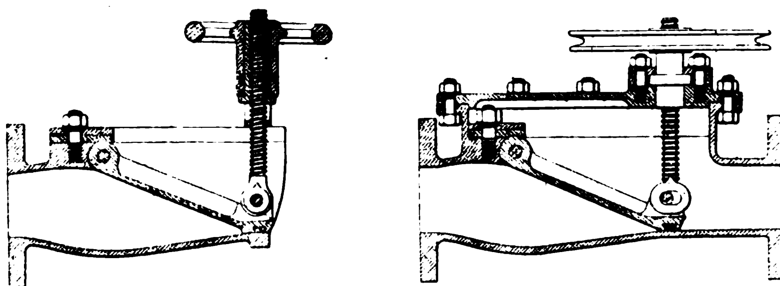


Fig. 579 et 580.

vitesse qu'est forcée de prendre la colonne liquide dans une conduite de section trop faible, M. Courtois a muni l'extrémité des conduites de refoulement d'un ajutage dont il peut faire varier la section à volonté (*fig.* 579 et 580). La construction en est

très simple : cet ajutage se compose en effet d'un corps à peu près cylindrique dans lequel on peut faire monter ou descendre, au moyen d'une vis à volant extérieur, un clapet articulé sur une charnière. Outre cet avantage, ce clapet permet les réamorçages pour la mise en marche : en effet, quelque temps avant d'arrêter la pompe, on le ferme complètement; on débraye la pompe, le clapet du pied se ferme, et la pompe reste pleine d'eau.

Pompe centrifuge double Dujardin. — Cette pompe (*fig.* 581-585) est très juste-

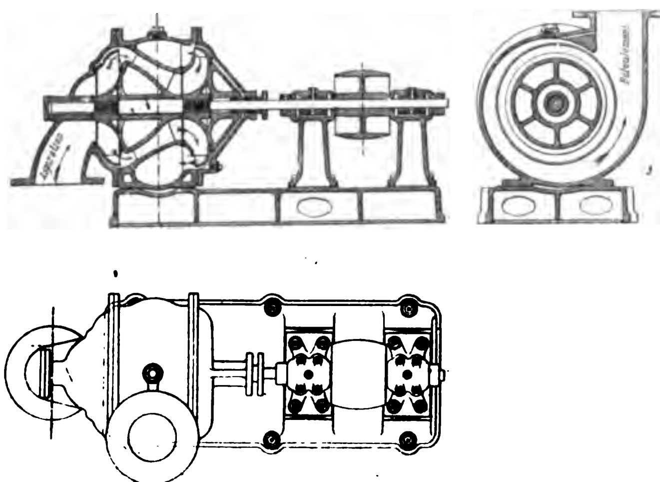


Fig. 581 à 583.

ment appelée double, parce qu'elle comporte deux systèmes d'aubes situés à une certaine distance l'un de l'autre et portés sur le même arbre.

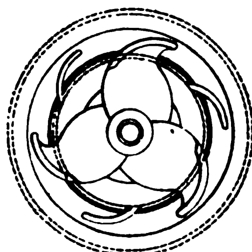


Fig. 584.



Fig. 585.

L'eau est aspirée par la roue de gauche et envoyée par les canaux intérieurs fixes à celle de droite qui la refoule. Grâce à cette disposition imprimant à l'eau un mouvement tournant de plus longue durée qui facilite le fonctionnement, le constructeur prétend obtenir un meilleur rendement avec une vitesse de rotation beaucoup plus faible.

La pompe est munie de presse-étoupes hydrauliques et d'un canal permettant l'échappement de l'air qui peut s'emmagasiner à la partie supérieure.

Pompe centrifuge Bernouilli-Barlow. — Dans le but d'augmenter le rendement des pompes centrifuges, M. Bernouilli-Barlow, de Manchester, leur a apporté divers perfectionnements qui font l'objet de son brevet anglais numéro 14.926 de 1898.

Le principal perfectionnement consiste à excentrer l'arbre C de la turbine de la pompe (*fig.* 586 et 587), de manière à pouvoir produire le contact de l'extrémité des

aubes avec le corps de pompe sur un très court espace, qui toutefois est suffisant pour augmenter l'effet utile de l'appareil.

La pompe ne possède qu'une seule ouïe G, dans laquelle débouche la conduite d'aspiration ; l'arbre C porte à son extrémité trois aubes normales au plan de rotation et courbées dans l'autre sens suivant des paraboles. Une paroi mince I solidaire de l'arbre forme avec les palettes des compartiments ouverts sur leur circonférence seulement, ce qui diminue les remous et les déplacements d eau dans le corps de pompe.

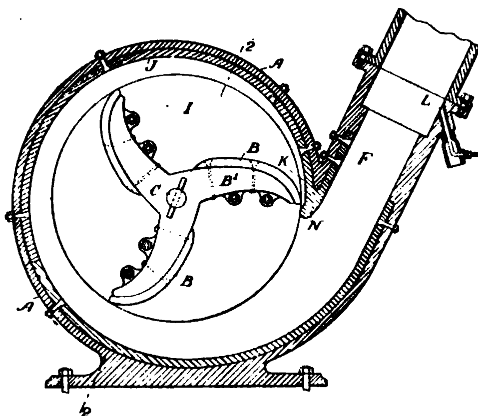


Fig. 586.

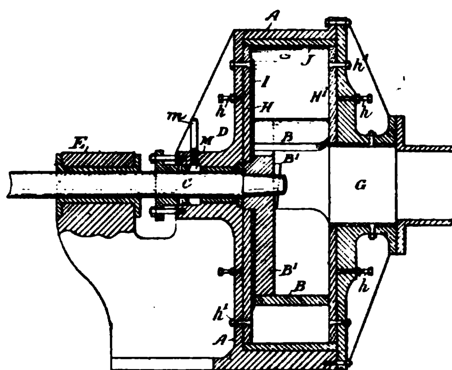


Fig. 587.

Afin de remédier facilement à l'usure des palettes, on les a faites en deux pièces : les lames minces B sont raccordées par des boulons au corps de la palette. De même, au point N où s'opère le frottement des aubes, on a donné à l'enveloppe une forme particulière qui permet de la remplacer sans changer le tout.

Le tuyau d'échappement est muni à la base d'un ajutage L amenant de l'air comprimé qui se mélange à l'eau et diminue le frottement dans la conduite.

Cette pompe, comme d'ailleurs beaucoup de pompes centrifuges, peut déplacer de l'eau contenant des matières étrangères. Pour empêcher celles-ci de venir se loger dans le portage des coussinets, M. Barlow munit le manchon D d'une chambre M fermée à l'extérieur par un presse-étoupe, dans laquelle il fait arriver de l'eau sous pression qui entraîne dans la pompe les graviers incommodants.

Pompe centrifuge Tangye. — La figure 588 représente une pompe construite par la maison Tangye et Cie, de Birmingham.

Cette pompe ne présente rien de particulier que ses dimensions, qui sont colossales.

Le diamètre de son conduit de refoulement est de 1^{m},371, et elle peut refouler 340 mètres cubes d'eau par minute. Son corps est en fonte, en deux parties assemblées par boulons, et elle possède sur le côté une plaque qui permet de la réunir rigidement au bâti du moteur à vapeur qui la commande directement.

La machine à vapeur est une compound à deux cylindres et à condensation. Les diamètres des cylindres sont respectivement de 330 et 634 millimètres, et la course

est de 609 millimètres. La pression de la vapeur employée varie de 8 à 10 kilogrammes.

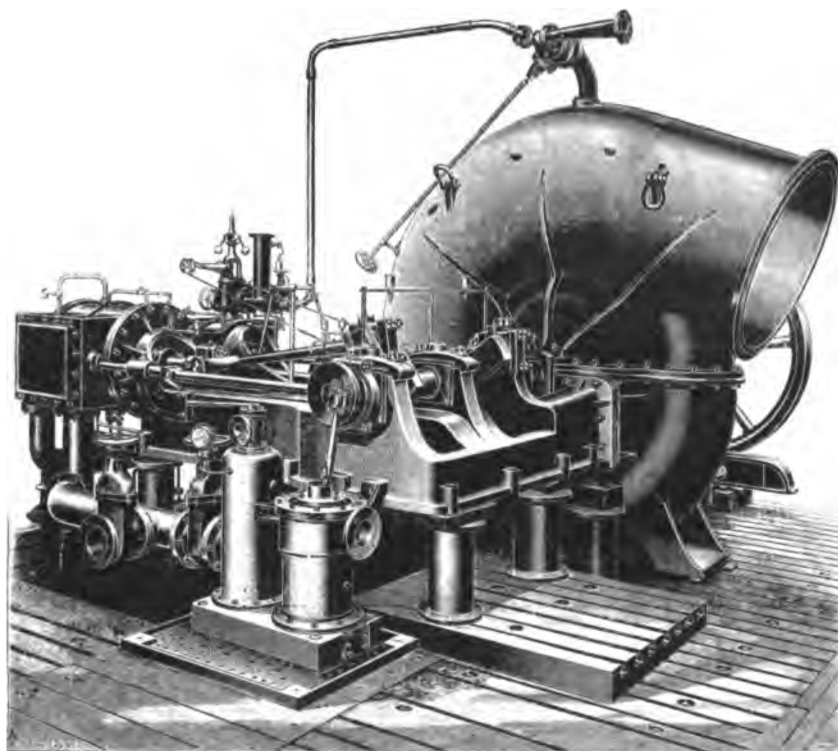


FIG. 588.

Pompe hélico-centrifuge, système Pinette. — Cette pompe, qui a fait l'objet de divers brevets vers 1896, est caractérisée par l'absence d'ouïes.

Au lieu de faire arriver l'eau dans la direction de l'axe, M. Pinette la fait entrer au moyen d'un conduit hélicoïdal semblable à celui par lequel s'opère l'évacuation dans toutes les pompes centrifuges. La figure 591 montre la coupe A de ce conduit, qui peut être déplacé par rapport à l'axe, suivant les besoins, de manière à pouvoir mettre l'orifice Q dans une position quelconque.

Le moyeu P de la turbine (*fig.* 589) porte intérieurement une couronne I venue de fonte avec des ailes très peu inclinées sur le plan de rotation ; ces ailes ont pour but de donner naissance pendant leur rotation à une pression longitudinale s'exerçant de la gauche de la figure vers la droite, et faisant équilibre à celle de sens inverse à laquelle le mouvement de l'eau soumet le propulseur.

Une ouverture *f* (*fig.* 589 et 590), débouchant au-dessous d'un disque de cuivre fixé en face de la turbine, permet de faire communiquer la pompe avec le presse-étoupe F, dans le but de le refroidir et d'assurer un joint étanche empêchant les rentrées d'air.

L'autre extrémité de l'arbre ne sort pas de la pompe, et n'a par conséquent pas besoin d'un tel système de joint ; le manchon est seulement entouré d'une chambre de refroidissement à eau.

Le corps du propulseur est fixé sur l'arbre au moyen d'un écrou par le serrage

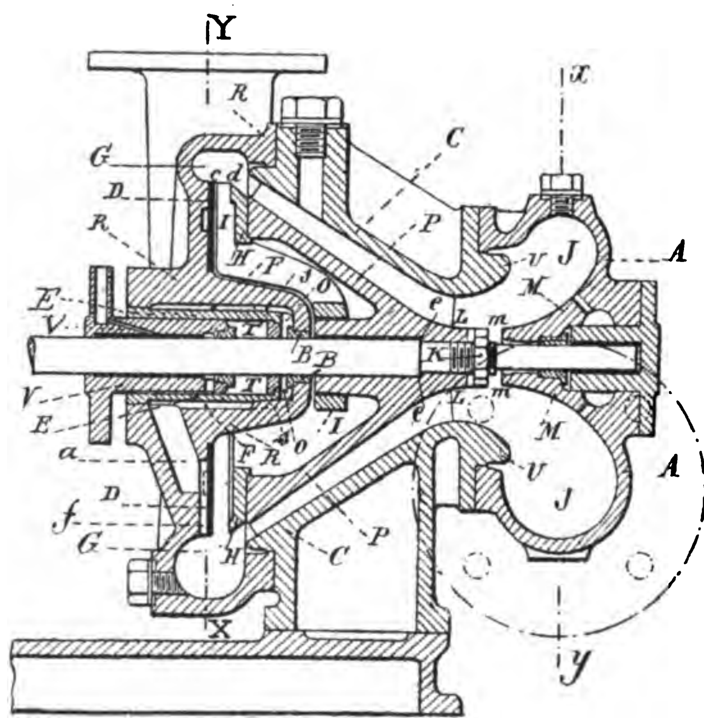


Fig. 589.

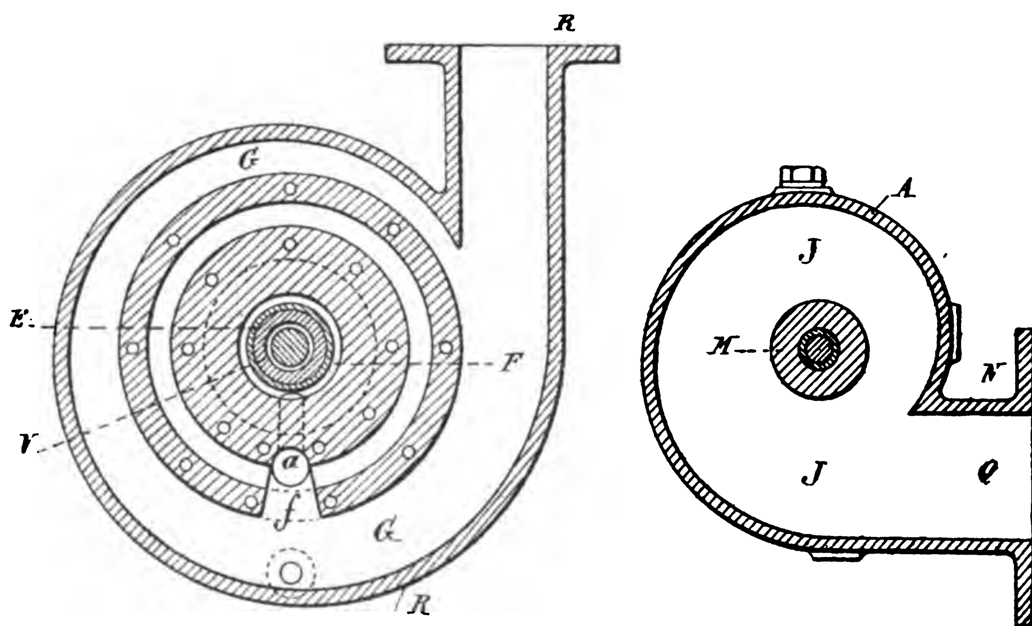


Fig. 590 et 591.

duquel on l'appuie sur un épaulement *e* de l'arbre. Pour éviter que le mouvement de

l'eau n'arrive à desserrer cet écrou, on a fait le bec *mm* du corps d'aspiration d'un diamètre égal au sien, et assez long pour n'en être séparé que par un espace assez court ; cette disposition le protège contre l'action du courant, et empêche son déblocage.

M. Pinette a construit, pour refouler à de plus grandes hauteurs, un système de pompes disposées symétriquement, et commandées par une poulie située à l'extrémité de l'arbre commun (*fig.* 592).

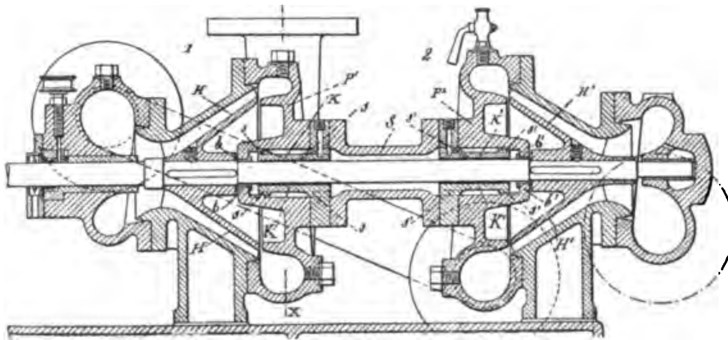


Fig. 592.

De même que dans toutes les conjugaisons de pompes centrifuges, un canal réunit le refoulement de la première à l'aspiration de la seconde : mais il y a ici une disposition et un mode d'attelage assez particuliers.

D'abord, l'emploi de deux propulseurs placés en face l'un de l'autre permet de supprimer les anneaux ailés préconisés par le constructeur dans son système de pompe simple ; enfin les deux pompes sont réunies par un manchon S qui supprime l'emploi de presse-étoupe. L'arbre ne traverse pas le corps d'aspiration de la première pompe ; il n'y a donc qu'un joint à assurer, et, encore, comme il est disposé en sens inverse du courant de l'eau, les chances de fuite sont très faibles.

Pompes centrifuges Rateau. — Comme application de sa théorie sur les turbo-machines, M. Rateau a construit un type de pompe dont les deux caractéristiques principales résident dans la forme des ailes et dans la forme du collecteur amortisseur sur lequel se branche le conduit de refoulement.

1° *Forme des ailes.* — Étant donné que l'orifice d'entrée de la pompe ou ouïe est parallèle au plan de rotation de l'aubage, l'eau arrive dans la pompe avec une vitesse parallèle à l'axe ; si on compose cette vitesse, qui, en théorie, est la même en tous les points de l'ouïe, avec la vitesse de rotation en un point quelconque de l'aile, on obtient la vitesse relative d'entrée par rapport à l'aubage ; elle est inclinée sur une parallèle à l'axe d'un certain angle qui varie avec la distance du point de l'aile considéré à l'axe.

Si v_0 est la vitesse d'entrée et ω la vitesse angulaire, γ l'angle obtenu, on a :

$$\text{tang}\ \gamma = \frac{\omega R}{v_0}\ ;$$

donc γ varie avec R. Si l'on veut que le liquide entre sans choc, il faut que cette inclinaison soit celle du premier élément de l'aile.

Une considération du même genre donne l'inclinaison à la sortie. A la suite de calculs, l'auteur a admis, comme forme d'ailes, un conoïde d'un genre particulier répondant aux conditions trouvées, et auquel on donne le nom de *surface conicyclide*. Elle est engendrée par une génératrice courbe (portion d'arc de cercle) se déplaçant parallèlement à un plan (le plan de rotation) en s'appuyant sur deux directions dont l'une est droite (axe de la pompe) et perpendiculaire au plan, tandis que l'autre est une courbe tracée sur la surface cylindrique qui limite l'aubage extérieurement.

Ces ailes sont faites en tôle d'acier et taillées en biseau sur le bord d'entrée. Leur courbure est obtenue par emboutissage à la presse sur des matrices en fonte dont les moules sont exécutés d'après la méthode que nous venons d'indiquer.

2° *Collecteur amortisseur*. — L'eau qui s'échappe à la périphérie de l'aubage est animée d'une grande vitesse dans toutes les pompes. On collecte cette eau dans un canal dont la section va en croissant; de cette manière, la vitesse de l'eau diminue peu à peu et se transforme en pression. Conçu d'après ce raisonnement, cet appareil n'est qu'un collecteur; mais, si on remarque que, dans une pompe ainsi construite, l'eau qui sort avec vitesse des ailes va, sur une portion de la périphérie, aller se choquer contre une masse animée d'une vitesse beaucoup plus faible, on voit qu'il y a nécessité d'intercaler entre le collecteur et la surface de sortie de l'aubage un appareil construit de telle façon que les jets fluides puissent le traverser en y modifiant leur vitesse, et entrer dans le collecteur avec la vitesse des filets avec lesquels ils viennent se mélanger. Cet appareil c'est « l'amortisseur ». Il consiste en deux portions de rondelles de révolution autour de l'axe, formant un canal légèrement évasé à la périphérie ; la largeur va en croissant depuis le rayon où commence le collecteur. La surface de sortie de cet appareil étant plus grande que celle d'entrée, les sections de passage sont croissantes à mesure que l'eau s'éloigne du centre, et cet amortisseur joue le même rôle qu'un grand nombre de canaux divergents qui prendraient l'eau à la vitesse de sortie de l'aubage et dont les sections seraient telles qu'ils la fassent entrer dans le collecteur avec la vitesse des filets fluides qu'elle rencontre. On évite ainsi les chocs. L'amortissement de la vitesse s'achève dans la cheminée évasée qui fait suite au collecteur-amortisseur et sur laquelle on attache le conduit de refoulement.

M. Rateau s'est livré à un grand nombre d'expériences sur les turbo-machines de son système construites par la maison Sautter-Harlé et C[ie].

Ces expériences et les résultats auxquels elles ont conduit ont fait faire un tel progrès, tant à la théorie qu'à la pratique des pompes centrifuges en particulier, que nous ne saurions mieux faire qu'en reproduisant le très intéressant article que M. Rateau lui-même leur a consacré dans *le Génie civil* du 15 février 1902.

« Nous nous proposons de montrer que les pompes centrifuges peuvent produire de grandes pressions avec un bon rendement mécanique, contrairement à ce que l'on croyait, récemment encore, quand on ne savait pas les construire pour des hauteurs de plus de 12 à 15 mètres. Ce résultat a pu être atteint grâce à la connaissance approfondie des lois qui régissent le fonctionnement des pompes centrifuges.

En les accouplant à des turbines à vapeur, nous avons atteint 300 mètres avec une seule roue, et nous sommes certain qu'avec une pompe à plusieurs roues mue

par moteur électrique à courant triphasé, il serait possible d'aller à 500 mètres et plus avec un seul appareil.

Pompes à haute pression avec moteurs électriques. — Quand on veut obtenir de très fortes pressions de refoulement avec des pompes commandées par moteurs

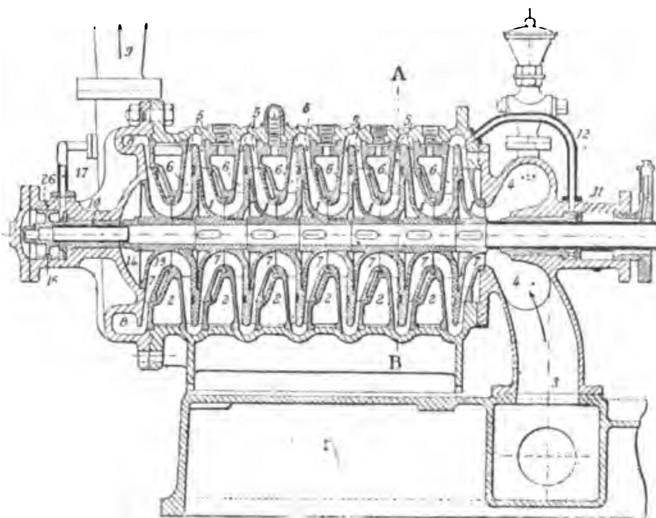


FIG. 593.

1, canaux de roues mobiles; — 2, diaphragmes circulaires; — 3, 4, alimentation; — 5, canaux reliant la périphérie d'une roue à l'ouïe de la roue suivante; — 6, aubes fixes des diffuseurs; — 7, aubes des roues mobiles; — 8, volute collectrice; — 9, tuyau de refoulement; — 10, palier; — 11, bague d'eau; — 12, tuyau d'alimentation de la bague 20; — 13, 14, joues d'une roue mobile; — 15, piston de réglage additionnel; — 16, cylindre de réglage additionnel; — 17, tube de communication pour le réglage additionnel.

électriques, comme ceux-ci n'ont pas la grande vitesse de rotation des turbines à vapeur, il devient nécessaire d'associer plusieurs pompes en tension; car, pour n'employer qu'une seule roue mobile, il faudrait lui donner un diamètre si grand que le rendement tomberait bien au-dessous de sa valeur normale, par suite des pertes externes importantes que l'on ne pourrait éviter.

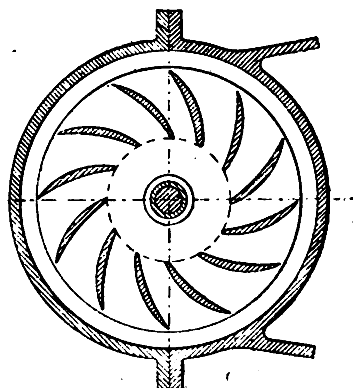


FIG. 594.

Le moyen le plus simple pour les grouper, c'est d'en réunir les roues sur un même arbre. On constitue ainsi une pompe multicellulaire, dans laquelle les différentes roues élèveront successivement la pression de l'eau d'une quantité égale à la hauteur totale d'élévation divisée par le nombre des roues.

Les figures 593 et 594 en donnent un exemple. Comme on le voit, les roues 1, unilatérales, sont enfilées sur l'arbre l'une derrière l'autre, toutes dans le même sens. Chacune d'elles tourne à l'intérieur d'un diaphragme circulaire 2, où sont ménagés les canaux 5 d'écoulement du liquide d'une roue à l'autre. Tous les

diaphragmes sont engagés dans des rainures que porte l'enveloppe de la pompe, enveloppe qui est en deux parties réunies par boulons dans un plan diamétral. A l'un des fonds du corps de pompe est fixé le tuyau d'aspiration 3, alors que l'autre fond est solidaire d'une volute collectrice 8, d'un tuyau de refoulement 9 et d'un palier 10 où s'appuie l'extrémité de l'arbre.

Mais ce groupement des roues ne va pas sans quelques difficultés. Tout d'abord, si l'eau n'est pas conduite d'une manière judicieuse à travers l'appareil, le rendement peut être très mauvais ; et ensuite il faut se préoccuper de réduire la poussée longitudinale à une valeur admissible pour le palier de butée.

Le rendement ne sera bon que s'il ne produit pas, dans l'intérieur de la machine, des frottements et des tourbillonnements nuisibles. Ces tourbillonnements sont surtout à craindre dans les canaux 5 de retour d'une roue vers l'ouïe de la roue suivante, où l'eau, si on l'y laissait circuler librement, prendrait un mouvement giratoire de plus en plus rapide, à mesure qu'elle se rapprocherait du centre (ce mouvement, les forces étant centrales, est régi par le théorème des aires, comme celui des planètes autour du soleil). De ce fait, la pression de l'eau s'abaisserait d'une quantité presque égale à celle dont la roue précédente l'aurait élevée. Pour éviter ce mouvement tourbillonnaire, nous disposons, dans les canaux de retour, des ailettes courbes 6, dont la forme est telle qu'elles conduisent l'eau à l'ouïe de la roue suivante avec une vitesse convenablement dirigée (*fig.* 594).

Afin d'équilibrer la poussée longitudinale, nous donnons des diamètres différents aux deux joues de la roue mobile. Alors que celle qui est du côté de l'ouïe 13 s'étend jusqu'au bout des ailes, l'autre, 14, qui fait corps avec le moyeu claveté sur l'arbre, a un moindre diamètre, si bien que la poussée de l'eau admise derrière 23 par les fuites au pourtour de la roue, équilibre la poussée de cette même eau sur 24. Chaque roue est ainsi, par elle-même, à peu près équilibrée. Cependant, pour compenser la poussée résiduelle que l'on peut constater, dans un sens ou dans l'autre, nous disposons en bout de l'arbre un petit piston, 15, tournant sans frottement dans un cylindre étanche, 16, dont nous mettons par le tuyau 17 l'extrémité qui convient en communication avec un point choisi sur le corps de pompe. Ce réglage additionnel est fait, une fois pour toutes, en usine, lors des essais définitifs de l'appareil.

L'arbre ne sort généralement que du côté de l'aspiration ; parfois il sort aussi du côté du refoulement où, jusqu'à 100 à 120 mètres de pression, on peut maintenir étanche la garniture.

Le stuffing-box de l'aspiration est une bague d'eau, 20, fournie par le tuyau 21. L'amorçage de la pompe se fait par le robinet 30, et les vis 22 servent à décoller et à soulever le dessus de l'enveloppe après en avoir desserré les boulons.

Dans nos pompes multicellulaires, nous mettons suffisamment de roues pour que chacune d'elles n'ait ordinairement à produire que 20 à 30 mètres de pression environ, en sorte que le liquide circule à l'intérieur avec une vitesse relativement faible, et qu'il y aura peu d'usure, si l'eau est propre. Il est possible de caler jusqu'à dix ou douze roues sur le même arbre.

Nous allons donner quelques exemples des résultats obtenus avec les pompes multicellulaires. Les expériences ont été faites dans les ateliers Sautter-Harlé et C[ie], qui construisent ces machines ainsi que leurs moteurs.

Expériences. — Pour nos expériences d'usine, nous ne pouvions songer à élever

réellement l'eau à plusieurs centaines de mètres (ce qui, d'ailleurs, n'est nullement nécessaire) ; nous avons simplement placé sur la conduite de refoulement, dans le voisinage de la pompe, un robinet permettant de faire varier le débit tout en laissant l'eau se mettre en charge.

Comme pour les ventilateurs, nous construisons, pour chaque appareil, des courbes caractéristiques dont les coordonnées, simples coefficients indépendants des unités de mesure, sont :

Le rendement mécanique $\rho = \frac{QH}{T_m}$;

Le coefficient de débit $\delta = \frac{Q}{ur^2}$;

Le coefficient manométrique $\mu = \frac{gH}{u^2}$;

Le coefficient de la puissance transmise $\varpi = \frac{gT_m}{u^3r^2} = \frac{\mu\delta}{\rho}$,

Q étant le débit de la pompe ;
H, la hauteur d'élévation ;
T_m, la puissance transmise à l'arbre ;
u, la vitesse périphérique de la roue mobile ;
et r, le rayon périphérique de cette roue.

Une pompe à une roue, de 208 millimètres de diamètre, fonctionne depuis plusieurs années dans un puits, près de Marseille, mue par un moteur électrique à courant continu ; elle débite, en marche normale, à 2.200 tours par minute, 80 mètres cubes à l'heure à 33 mètres de hauteur ; son rendement mécanique est de 55 0/0, ce qui montre qu'une seule roue mobile, commandée par moteur électrique, permet d'atteindre 30 mètres dans de bonnes conditions.

Récemment, nous avons construit une pompe à une roue, de 300 millimètres de diamètre, qui élève, à 26 mètres, 300 mètres cubes à l'heure avec un rendement supérieur à 65 0/0. Par suite de la forme spéciale des ailes, son coefficient manométrique atteint 0,65.

Avec deux roues de 120 millimètres de diamètre, le rendement est de 55 à 60 0/0. Nous avons fourni un grand nombre de pompes de ce type comme pompes à incendie pour usines et navires de guerre.

Dans une pompe à cinq roues, de 270 millimètres de diamètre (*fig.* 595), le rendement s'élève à 70 0/0. Ces courbes caractéristiques sont représentées dans la figure 595 *bis*, et le tableau ci-après montre qu'à 1.365 tours par minute elle débite 108 mètres cubes à l'heure à 86 mètres.



Fig. 595.

Comme on le voit, le moteur et la pompe, qui forment un ensemble de faible encombrement, peuvent être suspendus par des chaînes dans un puits (*fig.* 595).

Afin de mettre le moteur électrique à l'abri de tout choc, on a prolongé la carcasse de l'induit qui l'enveloppe complètement et se raccorde avec le corps de pompe.

NOMBRE de tours N	HAUTEUR TOTALE utile en eau H	DÉBIT par seconde Q	WATTS TOTAUX dépensés aux bornes du moteur	RENDEMENT MÉCANIQUE		COEFFICIENT manométrique μ	COEFFICIENT de débit δ
				Total ρo	Pompe seule ρ		
par minute	mètres	litres	watts				
1 430	102,50	12,85	30 000	0,430	0,485	0,493	0,035
1 425	103,50	28,2	48 100	0,592	0,675	0,503	0,077
1 365	86	30	42 400	0,596	0,689	0,452	0,085
1 280	75	32	38 600	0,610	0.700	0,449	0,097
1 234	65,50	34,1	36 600	0,596	0,686	0,421	0,106
1 210	48	42,5	39 300	0,508	0,587	0,320	0.136

Le seul lien rigide, entre la machine et le jour, est le tuyau de refoulement de l'eau. Il n'est pas besoin d'insister sur la commodité d'une pareille pompe pour l'épuisement dans le fonçage des puits, où elle pourra même fonctionner momentanément sous l'eau, si on a eu soin d'assurer l'étanchéité de l'enveloppe de son moteur.

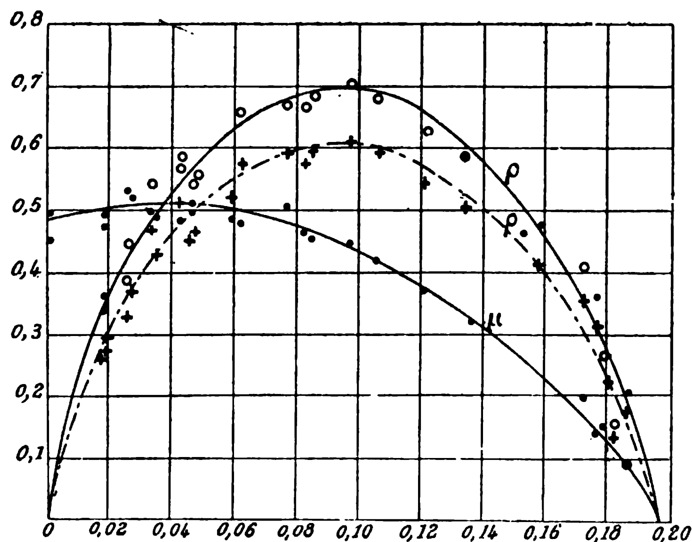


FIG. 595 *bis*. — Courbes caractéristiques d'une pompe centrifuge à cinq roues.

En employant sept roues de 270 millimètres de diamètre et un moteur électrique à courant triphasé (*fig.* 596), la hauteur de refoulement s'élève à 100 mètres, avec un débit de 85 mètres cubes à l'heure pour 1.200 tours par minute. En poussant la vitesse, nous avons atteint plus de 150 mètres. Le rendement de cette pompe est de 70 0/0.

Des appareils à 2, 3, 5 et 7 roues fonctionnent dans des mines en France et à l'étranger, notamment aux mines de Portes et Sénéchas (Gard), où l'une de ces pompes débite, à 120 mètres, 75 mètres cubes à l'heure.

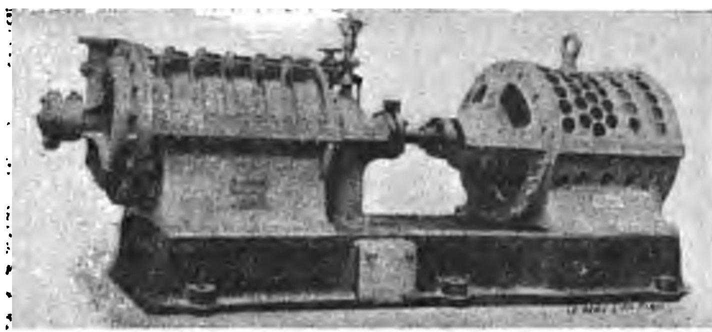


Fig. 596. — Pompe centrifuge à sept roues mue par un moteur triphasé.

Nous étudions actuellement plusieurs projets de pompes multicellulaires avec moteurs à courants triphasés ; dans l'un, il s'agit d'élever 360 mètres cubes à l'heure à 250 mètres ; dans un autre, 18 mètres cubes à 500 mètres, et même 600 mètres, d'un seul jet.

Pompes avec turbines à vapeur. — Les turbines à vapeur sont les véritables moteurs de commande des pompes centrifuges à haute pression, parce qu'elles permettent, grâce à leur grande vitesse de rotation, de réduire considérablement les dimensions. Nous avons obtenu avec ces turbo-pompes de remarquables résultats, ainsi qu'on va le voir.

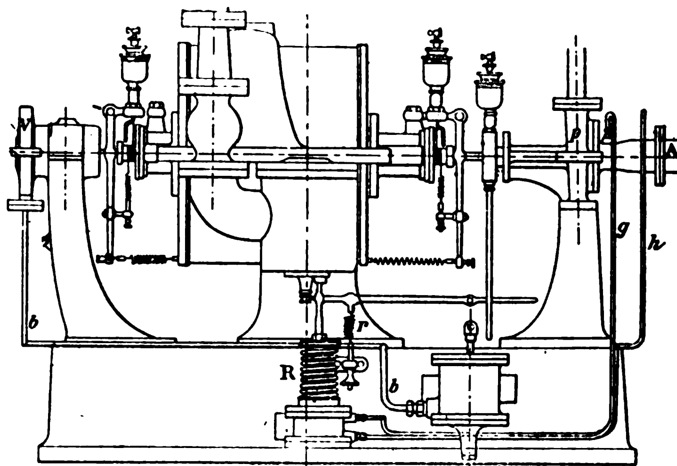


Fig. 597. — Pompe centrifuge actionnée par une turbine à vapeur.

Les figures 597 à 599 représentent une de ces machines, étudiée et construite dans les Etablissements Sautter-Harlé et C[ie]. La roue de la turbine a 30 centimètres de diamètre et celle de la pompe 8 centimètres seulement, et cette petite roue, qui tient dans la poche, a élevé, à 260 mètres, 12 litres d'eau par seconde.

La petite pompe P (*fig.* 597) reçoit l'eau par le tuyau d'alimentation A, et la refoule dans une tuyère conique à laquelle se raccorde le tuyau d'évacuation. La roue mobile (*fig.* 597 *bis*) est identique à celle des *ventilateurs Rateau* (¹), connus dans les mines. Les ailes sont des portions de la surface géométrique que nous avons appelée « conicyclide ». De même, le diffuseur, du type composé, est formé, comme dans ces ventilateurs, d'une partie plate raccordée à une volute spiraloïde.

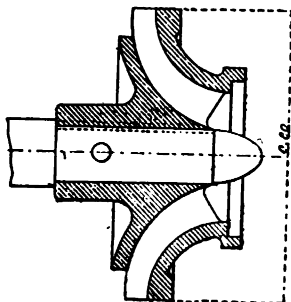


Fig. 597 *bis*.

Par le même artifice de construction que dans les pompes multicellulaires, nous avons réalisé l'équilibrage longitudinal, de première importance ici, la machine tournant à 18.000 tours par minute.

Ici encore (comme pour le ventilateur), nous avons cherché à éviter le régulateur centrifuge ordinaire nécessitant une réduction de vitesse par engrenage sur un arbre intermédiaire, ce qui eût été peu élégant, et nous avons construit un régulateur hydro-pneumatique (*fig.* 598) analogue, quoique plus complet, à celui décrit pour le ventilateur, permettant de contrôler simultanément le débit de la pompe et la vitesse de rotation de la turbine.

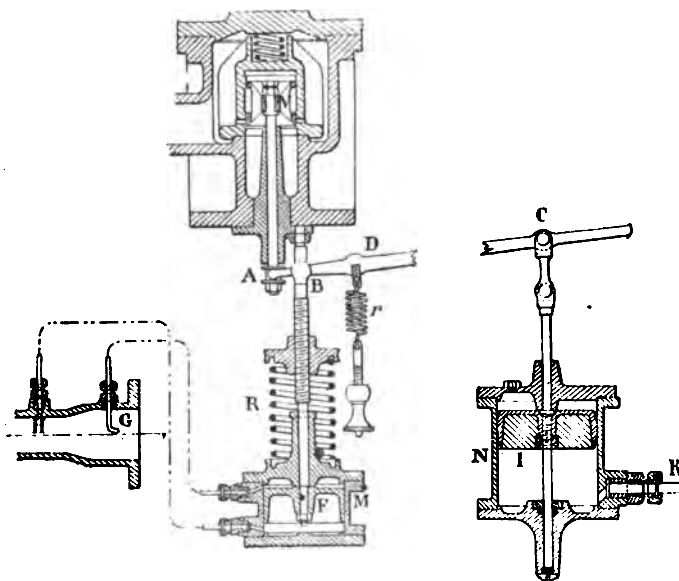


Fig. 598.

La tige E de l'obturateur est placée sous la dépendance du levier ABC, dont le point B est relié au piston hydraulique F et dont le point C est articulé à la tige du piston à air I.

Le piston F se déplace dans le cylindre M, qui communique avec un tube droit H et un tube de Pitot G placés l'un et l'autre sur le tuyau d'aspiration de la pompe,

(¹) Voir *le Génie civil*, t. XXXV, n° 7, p. 100.

dans le voisinage de l'ouïe. Le piston F reçoit donc, de bas en haut, une poussée proportionnelle au carré de la vitesse de l'eau dans l'ouïe de la pompe, c'est-à-dire, par conséquent, au carré du débit; poussée qu'équilibre un ressort R dont on peut faire varier la tension.

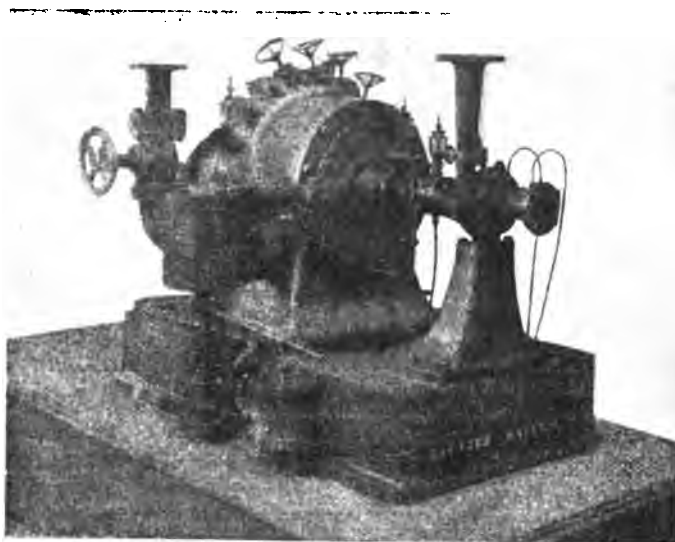


Fig. 599. — Turbine à vapeur actionnant une pompe centrifuge.

Le piston I se meut dans un cylindre N dont la partie inférieure communique avec un petit ventilateur centrifuge V disposé en bout de l'arbre de la machine. Ce ventilateur exerce une pression d'air proportionnelle au carré de la vitesse, pression qu'on équilibre, d'une part, par le poids propre du piston, et, d'autre part, par la tension réglable du petit ressort *r*. Cet ensemble, ventilateur et piston, sert ordinairement de limiteur de vitesse pour la turbine en cas d'emballement; il peut aussi, si on le désire, assurer la constance de la vitesse.

Lorsque c'est le réglage du débit qui fonctionne, le piston I est en bas de sa course et le point C du levier sert de point de rotation; c'est alors le piston F qui, en montant ou en descendant, ouvre ou ferme l'obturateur de vapeur. Si, au contraire, c'est le réglage de la vitesse qui agit, le piston F est en bas de sa course, le point B sert de point fixe pour la rotation du levier ABC, et c'est le piston I qui, par son déplacement dans le cylindre, effectue la fermeture ou l'ouverture de l'obturateur.

Ce procédé de réglage fonctionne très bien, car les efforts que les pistons I et F exercent de bas en haut sont considérables. Pour le piston F, cet effort dépasse 10 kilogrammes, et, pour le piston I, la poussée est d'environ 6 kilogrammes; on l'élèverait aisément à beaucoup plus que cela s'il était nécessaire.

Résultats d'expériences. — On voit, d'après le tableau des expériences que nous donnons ci-dessous et les courbes de la figure 599 *bis*, que le rendement de la turbo-pompe [1] croît avec la vitesse; cela tient à ce que le rendement propre de la turbine n'atteint son maximum que bien au delà de 18.000 tours.

[1] Nous appelons rendement total de la turbo-pompe le rapport du travail utile en eau élevée qu'elle fournit à celui qui est théoriquement disponible dans le courant de vapeur qui traverse la machine.

Nous avons construit ces courbes caractéristiques en portant le coefficient de débit δ en abscisses, et les valeurs correspondantes de ρ_0 et de μ en ordonnées ; mais, les valeurs de μ étant beaucoup plus grandes que celles de ρ_0, nous avons, pour la

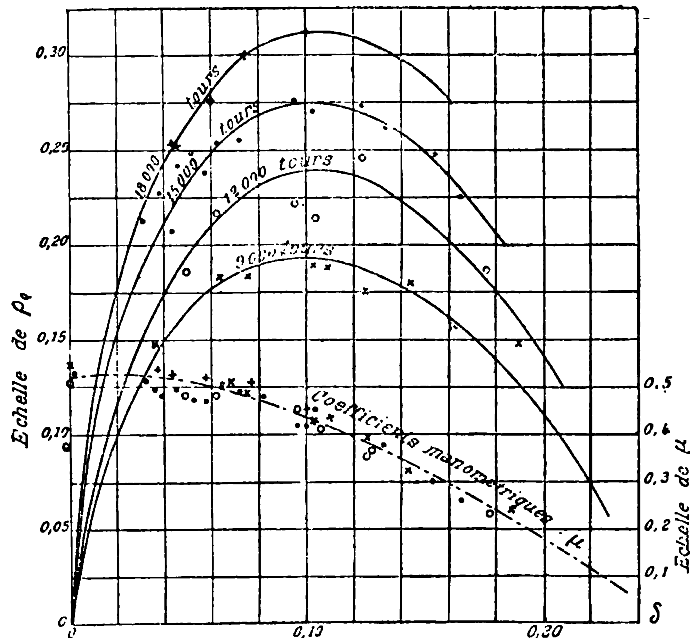


Fig. 599 *bis*. — Courbes caractéristiques de la turbo-machine.

commodité du dessin, réduit l'échelle des ordonnées pour reporter les points μ sur le diagramme ; cette échelle particulière est indiquée à droite de la figure.

NOMBRE DE TOURS N	PRESSION AMONT P	PRESSION AVAL p	PRESSION UTILE H_u	DÉBIT Q	TRAVAIL UTILE de la pompe T_u	TRAVAIL THÉORIQUE de la turbo-pompe T_t	RENDEMENT TOTAL ρ_0	COEFFICIENT MANOMÉTRIQUE μ	COEFFICIENT DE DÉBIT δ
par minute	kilogr. par cm²	kilogr. par cm²	mètres	litres par seconde	chevaux	chevaux-vapeur			
9.000	4,5	0,30	71	4,69	4,44	24,10	0,184	0,490	0,0727
»	5,2	0,37	62,5	6,10	5,10	27,2	0,188	0,432	0,102
»	5,3	0,30	64	6,51	5,56	30	0,185	0,442	0,108
12.000	3,7	0,283	124	4,87	8,07	37,4	0,216	0,482	0,0605
»	4,9	0,31	116	7,60	11,8	53,5	0,222	0,450	0,0945
»	5,1	0,47	91,5	9,84	12,10	49	0,247	0,355	0,123
15.000	7,2	0,53	190	8,23	20,8	75,55	0,275	0,480	0,0822
»	7,55	0,60	166	9,6	21,30	77,5	0,274	0,412	0,0955
»	8,8	0,68	149	12,52	25	91,2	0,272	0,370	0,125
18.000	6,20	0,70	304	5,20	21,10	83	0,255	0,532	0,0432
»	7,4	0,80	300	7	28	101,2	0,277	0,522	0,0585
»	9,6	1,00	263	12	42,1	134	0,313	0,460	0,100

En marche normale, à 18.000 tours par minute, cette petite machine a débité

12 litres par seconde à 263 mètres de hauteur, soit 42 chevaux de travail utile, avec un rendement total de 31,5 0/0. Nous avons pu atteindre 304 mètres et, si nous n'avons pas voulu aller au delà, c'est que nous avons craint de faire éclater la conduite de refoulement.

De précédentes expériences nous ayant fait connaître le rendement propre de la turbine, nous en avons déduit celui de la pompe seule ; le tableau suivant montre qu'il est voisin de 60 0/0 :

NUMÉROS D'ORDRE	NOMBRE DE TOURS par minute n	RENDEMENT MÉCANIQUE total maximum ρ_0	RENDEMENT MAXIMUM de la turbine seule ρ'	RENDEMENT MÉCANIQUE MAXIMUM de la pompe seule ρ_m
1	9.000	0,19	0,31	0,61
2	12.000	0,24	0,40	0,60
3	15.000	0,275	0,47	0,585
4	18.000	0,31	0,52	0,595

On peut prévoir qu'avec une roue de 120 millimètres de diamètre, par exemple, tournant à 15.000 tours, il serait possible d'élever à 400 mètres 20 litres par seconde, soit 100 chevaux de travail utile.

Une pompe avec turbine à *roues multiples* pour refouleur de déblai, débiterait 450 litres par seconde à 85 mètres, soit 500 chevaux utiles, pour 1.800 tours, avec un rendement de 70 0/0 pour la pompe seule. Cette machine consommerait, d'après nos calculs, 8^{kg},65 par cheval-heure utile en eau élevée. Très comparable, on le voit, à une pompe à piston, elle serait excellente pour l'élévation des eaux de ville.

En utilisant les turbo-pompes multicellulaires, on atteindrait 500, 760, 1.000 mètres et même davantage.

Comparaison entre les pompes centrifuges et les pompes à piston. — Il est intéressant de comparer entre elles les pompes centrifuges et les pompes à piston, leurs propriétés étant différentes, et même, à certains égards, opposées.

C'est ainsi qu'à vitesse constante, tandis que les pompes à piston donnent un débit constant à une hauteur variable, les pompes centrifuges fournissent un débit variable à une hauteur sensiblement constante, ce qui, en général, correspond mieux aux besoins de la pratique.

On peut néanmoins faire varier la hauteur de refoulement d'une pompe centrifuge ; il suffit pour cela de changer sa vitesse de rotation. Si elle est commandée par un moteur à courant continu, on le fera en modifiant, par un rhéostat, le courant d'excitation. Mais, si le moteur, à courant triphasé, est alimenté par un réseau à fréquence constante, il n'est plus guère possible d'agir sur la vitesse. Nous avons alors d'autres moyens consistant à enlever des roues dans le corps de pompe, ou, mieux encore, à disposer sur ce corps de pompe, au droit des différentes roues, une série de prises d'eau, et à mettre en communication avec la conduite de refoulement celle qui correspond à la pression demandée.

Une vanne, placée sur la conduite de refoulement, permettra de faire varier le débit, qui peut aller du simple au double sans que le rendement cesse d'être satisfaisant.

Les pompes centrifuges ont l'avantage de demander peu de puissance quand elles ne débitent pas; d'où un faible couple de démarrage, ce qui est précieux pour certains moteurs électriques.

En outre, la pression s'y élève fort peu si on vient à fermer la conduite de refoulement, ce qu'il serait impossible de faire sans danger de rupture avec les pompes à piston.

Bien que leur rendement propre soit plus faible que celui de ces dernières, le rendement de l'ensemble du groupe, moteur électrique et pompe, est sensiblement le même dans les deux cas, par suite de la perte aux engrenages de réduction de vitesse qu'il faut interposer entre la pompe à piston et son moteur.

Applications. — On voit maintenant, tout naturellement, les applications dont ces pompes centrifuges sont susceptibles.

Conduites par moteurs électriques, on les emploiera comme pompes souterraines dans les mines, où elles refoulent jusqu'à 200 mètres d'un seul jet, et au delà, par relais étagés; c'est ce qui a été fait aux mines de Harcajo (Espagne), par la maison Sulzer. Nous pouvons même, sous certaines conditions, atteindre et dépasser 500 mètres d'un seul jet.

Combinées avec des turbines à vapeur, elles sont tout indiquées comme pompes de fond de mines, pompes de fonçage, pompes de secours en cas de venue subite d'eau, pompes à incendie, pompes pour l'alimentation de chaudières, pompes pour l'élévation des eaux de ville; en un mot, chaque fois qu'il s'agit de produire des pressions supérieures à 40 ou 50 mètres.

Ce groupe de turbo-pompes se recommande par le bon marché de son installation, son peu d'encombrement, sa légèreté, la facilité de sa conduite et de son entretien et sa dépense minime d'huile de graissage.

En résumé, comme on peut en juger par cette courte étude, les travaux et les expériences de ces dernières années ont ouvert une voie nouvelle aux pompes centrifuges. Convenablement construites et judicieusement employées, elles sont susceptibles d'être substituées aux pompes à piston dans les cas de grandes hauteurs d'élévation et dans nombre d'applications où elles présentent de réels avantages. Plus elles pénétreront dans la pratique, mieux on les connaîtra, et plus se modifiera, nous en sommes convaincu, l'opinion erronée qu'on s'en était faite. »

III

POMPES HÉLICOIDES

Pompe à spirale. — La pompe à spirale (*fig.* 600 à 603) consiste en un tambour sur lequel est enroulé plusieurs fois — six fois en moyenne — un tube de cuivre ouvert à l'une de ses extrémités, suivant une section dirigée vers l'axe de ce tambour, et dont l'autre est continuée par une tubulure regagnant l'axe de la pompe et assemblée par un presse-étoupe avec la conduite de refoulement.

La pompe plonge partiellement dans l'eau à élever et est mise en mouvement

par une manivelle calée sur l'axe. Si on fait un tour, la partie basse de la première spire se trouve remplie d'eau et la partie supérieure d'air. Après avoir fait autant de tours qu'il y a de spires, elles sont toutes dans les mêmes conditions. Si l'on continue, l'eau monte dans le tuyau de refoulement un peu au-dessus de l'axe et reste stationnaire pendant que l'air sort, à mesure qu'on introduit une nouvelle quantité d'eau. Lorsque tout l'air est sorti, l'appareil est en charge et l'eau s'élève.

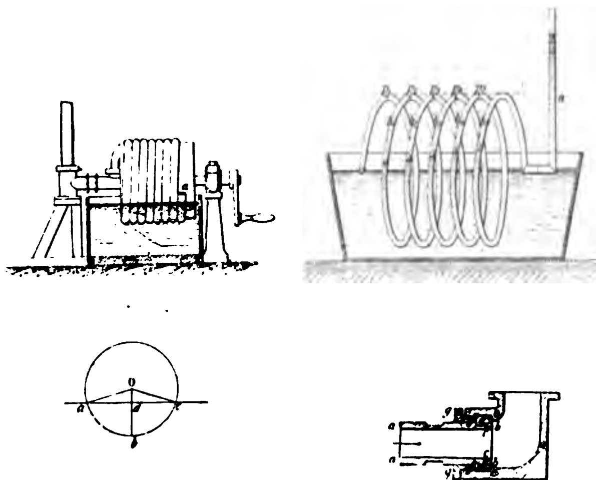


Fig. 600 à 603.

Un calcul très simple permet d'établir que la hauteur d'élévation de l'eau est égale à la somme des hauteurs qui séparent le haut de chaque spire du liquide à élever. Dans ces conditions, on serait tenté de croire que moins la pompe plongerait dans l'eau, meilleur serait le rendement; il n'en est rien, car, en élevant la pompe par rapport à ce niveau, on refoulerait bien à une plus grande hauteur, mais la quantité refoulée serait beaucoup moindre, attendu que la période de remplissage à chaque tour *ac* (*fig.* 602) serait beaucoup diminuée. Il vaut mieux, lorsqu'on a à refouler à une assez grande hauteur, employer une pompe qui possède un plus grand nombre de spires.

Des expériences faites par le général Morin au Conservatoire des Arts et Métiers, avec une pompe à spirale appartenant à l'Institut agronomique, il résulte qu'il y a, pour une même élévation, avec une même pompe placée toujours dans les mêmes conditions, une vitesse de rotation favorable au bon rendement, vitesse qui varie de 30 à 40 centimètres à la seconde et avec laquelle on a obtenu un rendement de 0,64. Il ne faut pas cependant abaisser par trop l'allure, car une partie de l'eau puisée par une première spire retombe au moment de la montée, quand le manque de vitesse ne lui communique pas une force suffisante pour chasser l'eau qui est devant elle.

On peut dire néanmoins que cette pompe est, à tous les points de vue, un appareil très avantageux.

Élévateur d'eau système Thiéry. — Cette machine est en réalité une pompe à hélice à plusieurs tubes.

Elle se compose (*fig.* 604) de deux ou trois surfaces hélicoïdes droites fixées sur un tambour en tôle et tournant avec une autre caisse cylindrique qui lui est

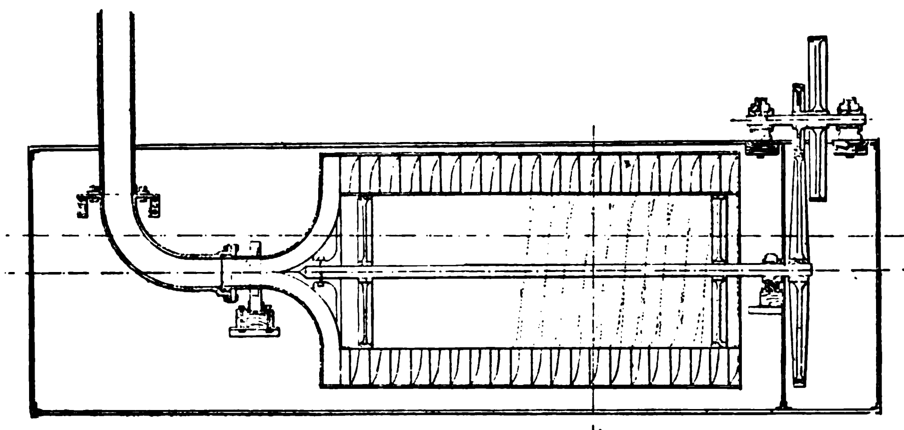


Fig. 604.

concentrique et dont l'une des extrémités est ouverte, tandis que l'autre est fermée par une partie conique se raccordant par son sommet au tuyau de refoulement.

Le tout est supporté par deux paliers dont l'un est placé sous cette partie conique et l'autre sous la partie de l'arbre qui est en dehors de la pompe.

Le fonctionnement est le même que celui de la pompe à spirale ; cependant, comme le nombre de spires est très grand, ce qui permet de refouler à une assez grande hauteur, on noie davantage la machine afin d'obtenir un plus grand débit.

Pour les machines de grandes dimensions, la commande, au lieu de se faire directement sur l'axe, se fait sur un arbre intermédiaire réuni à celui-ci par un train d'engrenages.

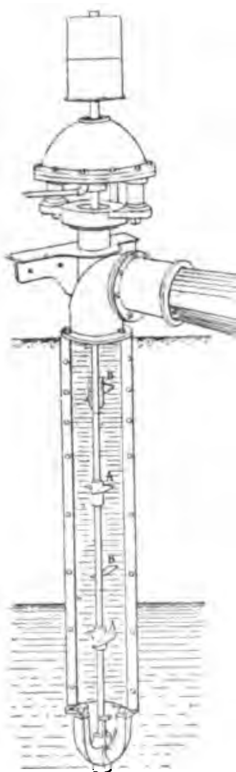


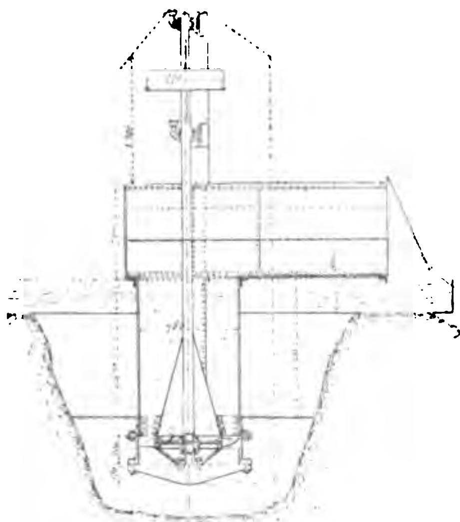
Fig. 605.

Pompe à hélice Shaw. — Partant des mêmes considérations, M. Shaw a construit une pompe à spirale disposée verticalement.

Elle se compose (*fig.* 605) d'un tube dans l'axe duquel tourne, avec une très grande vitesse, un arbre portant des palettes de forme hélicoïdale, assez courtes et assez éloignées les unes des autres.

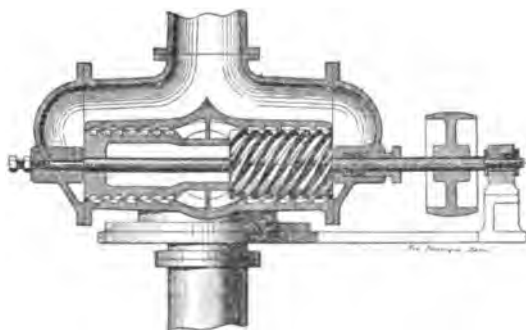
La palette la plus basse communique à l'eau dans laquelle elle plonge une impulsion de haut en bas. Cette impulsion est entretenue et augmentée par la palette suivante, et ainsi de suite jusqu'à la sortie de l'eau.

Machine élévatoire à hélice, système Grulet. — Cette machine, construite par la Société française de matériel agricole, est en quelque sorte l'inverse d'une turbine. Au lieu que ce soit une chute d'eau qui, en frappant les ailes fixées à un arbre vertical, lui communique un mouvement de rotation, c'est un arbre vertical portant six ailes de forme hélicoïde qui tourne très rapidement et élève l'eau dans un coursier.


Fig. 606.

L'arbre (*fig.* 606) est supporté à sa base par une crapaudine qui est munie d'une pièce conique en fonte servant à protéger les parties en mouvement des matières solides contenues dans l'eau. Cette même protection est assurée, audessus du manchon qui porte les ailes, par une tôle enroulée en forme de cône et fixée par quatre cornières à la partie cylindrique extérieure fixe de la machine. L'arbre est supporté à sa partie supérieure par deux paliers dans l'intervalle desquels est placée la poulie de commande. L'appareil, pour donner un bon rendement, doit tourner très vite, à 200 tours environ. D'après M. Grulet, il est susceptible de donner un rendementde 0,65.

Pompe à effet axial de Desgoffes et de Georges. — Cet appareil n'est pas sans analogie avec la pompe à spirale. Il se compose (*fig.* 607) de deux surfaces cylindriques de diamètres différents et tournant en sens inverse autour de leur axe commun. Chacune d'elles est munie de filets hélicoïdes à pas contraires disposés à l'intérieur de la plus grande et à l'extérieur de la plus petite, de manière que ceux de l'une ne touchent pas ceux de l'autre.


Fig. 607.

La rotation de l'appareil entraîne l'eau comprise entre les deux surfaces dans la direction rectiligne des génératrices à la façon d'un écrou.

Étant donnée la forme de l'appareil, on voit qu'on peut s'en servir pour élever des liquides quelconques, et que les liquides visqueux seront même plus facilement élevés que les autres, attendu que leur consistance les rapprochera davantage de cet écrou auquel on compare le fluide mis en mouvement par cette pompe.

En pratique, il est assez difficile de faire tourner le cylindre extérieur; aussi on

se contente de la rotation du cylindre intérieur; mais on peut regagner l'effet ainsi dédoublé en faisant déboucher le tuyau d'aspiration au milieu de celui qui est fixe et en continuant le cylindre mobile dans un autre disposé symétriquement.

Le mouvement du fluide s'opérera donc du milieu vers les extrémités de l'enveloppe cylindrique fixe, qu'on peut appeler corps de pompe, et de là le fluide se dirigera vers les conduits de refoulement réunis en un seul.

Il est nécessaire d'amorcer la pompe en la remplissant avant la mise en marche.

Pompe hélicoïde Houyoux. — Cette pompe (*fig.* 608) ne possède pas d'aubes. Son arbre porte une spirale dont le diamètre va en croissant jusqu'à atteindre celui d'un tambour cylindrique.

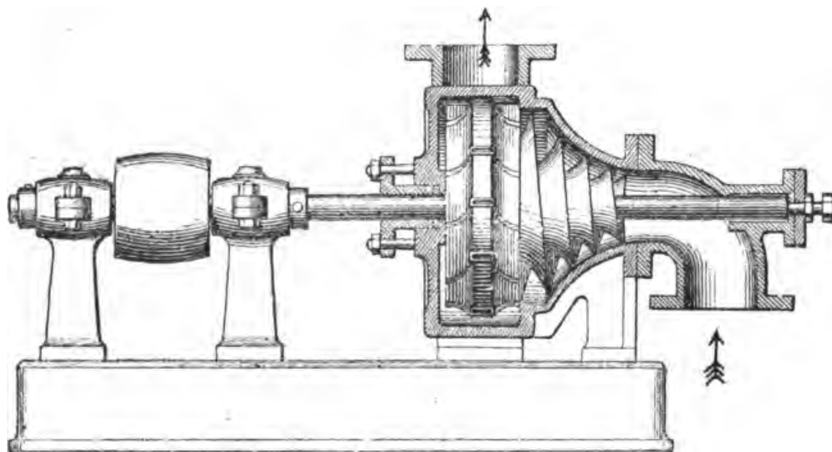


Fig. 608.

La marche de l'eau s'effectue absolument comme dans une pompe à spirale pour l'aspiration. Arrivée dans le tambour, l'eau en sort sous l'action de la force centrifuge par des ouvertures courbées comme le pourraient être les aubes.

Avec ce système, M. Houyoux pense augmenter le rendement et obtenir des hauteurs de refoulement de 50 mètres.

CHAPITRE IV

POMPES EMPLOYANT COMME FORCE MOTRICE L'ACTION D'UN FLUIDE EN MOUVEMENT

I

LE FLUIDE EST UN LIQUIDE

A. — BÉLIERS HYDRAULIQUES

I. — THÉORIE DES BÉLIERS

Le principe des béliers hydrauliques est l'utilisation d'une chute d'eau de hauteur h pour élever à une hauteur h' supérieure à h une partie de l'eau débitée.

Si q est la quantité d'eau empruntée à la source, et q' celle qui est élevée à la hauteur h', le rendement de l'appareil est évidemment :

$$R = \frac{q'h'}{qh},$$

et il est clair qu'une partie seulement de l'eau débitée pour être utilisée, et que le rapport $\frac{q'}{q}$ aura peut valeur maxima $\frac{h}{h'}$.

Tous les béliers utilisent la vitesse acquise par l'eau dans un conduit qui est le *corps du bélier*.

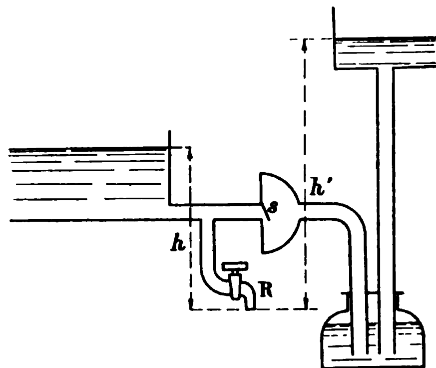


Fig. 609.

Bélier Whitehurst. — Le premier, l'horloger anglais Whitehurst eut l'idée du bélier hydraulique. En 1772, il installa à Oulton un bélier rudimentaire qui exigeait la présence constante d'un manœuvre pour ouvrir et fermer le robinet d'échappement R (*fig.* 609).

La soupape S s'ouvre lorsque le robinet R est fermé brusquement. Une certaine

quantité d'eau est refoulée ; puis la soupape S se ferme sous l'action combinée de son propre poids et de la différence de pression $h' - h$.

Bélier de Montgolfier. — C'est Montgolfier qui, en 1796, permit l'utilisation pratique de cet appareil en inventant le bélier à fonctionnement automatique, qui permet d'utiliser sans autre secours la puissance de chute d'une masse d'eau pour en élever une partie à une hauteur plus grande que la hauteur de chute.

Soient :

N et N_0, les niveaux d'amont et d'aval de la chute d'eau utilisée ;
N', le niveau auquel on veut amener l'eau ;
h et h', les hauteurs des niveaux N et N' comptées à partir de N_0.

Description de l'appareil. — Un conduit cylindrique CC_1 (*fig.* 610), situé au-dessous de N_0, réunit le bief d'amont à un réservoir r en forme de cloche dont la base est au-dessus du bief d'aval. Des soupapes à clapet s, s permettent à l'eau de passer du réservoir r dans un réservoir R qui l'enveloppe, de la base du réservoir R par le conduit de refoulement D.

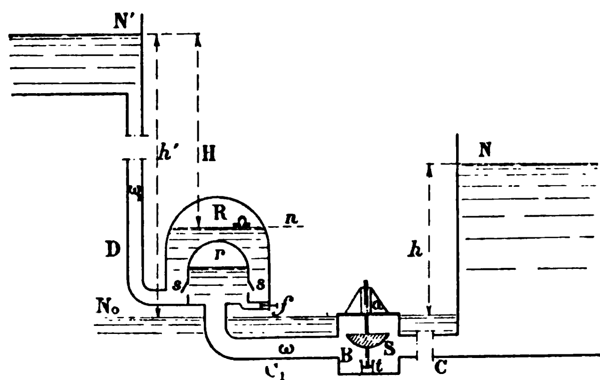


Fig. 610.

Sur le corps du bélier CC_1, est interposée une boîte B dans laquelle peut se mouvoir dans le sens vertical une soupape de grande dimension S. Le mouvement de cette soupape est limité par un talon t et la surface supérieure de B, qui est dressée, affleure très peu au-dessus de N_0.

Sous la cloche R, un petit conduit portant à son extrémité un reniflard f met en communication le réservoir r et l'extérieur. Enfin, un robinet non figuré sur la figure et placé sur le corps de bélier C permet la mise en marche et l'arrêt.

Fonctionnement. — Lorsque, entraînée par l'eau qui par a passe du bief d'amont dans le bief d'aval, la soupape B s'applique sur son siège, l'eau contenue dans le corps de bélier C possède une certaine vitesse. La fermeture de l'orifice a détermine la mise en mouvement du liquide de la partie C_1. Les clapets s, s s'ouvrent, et une certaine quantité d'eau pénètre dans R.

Sous l'action retardatrice de la pression qui existe dans R, la vitesse de l'eau diminue ; les clapets s, s retombent. A ce moment, l'air contenu dans le réservoir r se détend, et la pression tend à y devenir inférieure à la pression atmosphérique ; le reniflard f s'ouvre et de l'air pénètre dans r, compensant à la fois l'air entraîné et l'air dissous par l'eau. La vitesse de l'eau dans le corps de bélier décroît très rapidement jusqu'à zéro et, sous l'action de son poids, la soupape S retombe et démasque l'ouverture a.

L'eau du bief d'amont s'écoule alors par l'orifice a, et, lorsque la vitesse d'écoulement est suffisante, la soupape S est de nouveau soulevée et appliquée sur son siège a.

Le rôle du réservoir r est double : permettre d'obtenir une vitesse plus uniforme pour le refoulement de l'eau dans D en régularisant l'arrivée de l'eau dans la cloche R ; — permettre l'adduction de l'air et compenser ainsi les pertes dues à l'entraînement et à la dissolution.

La marche générale de l'appareil serait la même si, la quantité d'air enfermée dans la cloche R restant constante, la cloche r était supprimée avec son reniflard, et si le corps de bélier C_1 débouchait directement dans R, les clapets s, s étant remplacés par une seule soupape à clapet.

C'est avec cette disposition que nous allons étudier la théorie du bélier.

Théorie du bélier hydraulique. — Au cours de cette étude, nous négligerons les frottements et les pertes de charge dues aux variations de diamètre des conduites; nous en montrerons les effets par la suite.

Toutes les pressions seront évaluées en colonnes d'eau.

Supposons l'appareil amorcé. Une oscillation complète, c'est-à-dire la période comprise entre deux applications successives de la soupape S sur son siège a, comprend les phases suivantes :

1° *Phase utile : a fermé.* — V étant la vitesse du liquide à l'instant t où la soupape s'applique sur son siège, l'eau du corps de bélier soulève le clapet s et pénètre dans R (*fig.* 611).

A cet instant t, la masse par unité de surface du liquide en mouvement est :

$$\frac{l}{g},$$

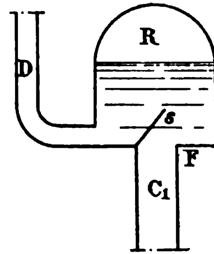


Fig. 611.

l désignant la longueur du corps de bélier C_1, comptée de F à l'axe de la boîte B (*fig.* 610). Cette masse est soumise à la force retardatrice $h' - h$ et l'on a :

$$\frac{l}{g}\, dV = (h' - h)\, dt; \tag{1}$$

$$\frac{dV}{dt} = \frac{(h' - h)\, g}{l}. \tag{2}$$

La vitesse en décroissant atteint, à l'instant t_1, la valeur V, pour laquelle la soupape S est en équilibre.

2° *Phase inutilisée : a ouvert.* — V continuant à décroître, a s'ouvre, et aussitôt, sous l'action de la force $h' - h$, s se ferme. En C_1 la vitesse tombe à zéro.

Dans le corps de pompe C, sous l'influence de la fermeture de s, la vitesse de l'eau tend à décroître très rapidement jusqu'à zéro ; mais l'ouverture simultanée de a permet au liquide de s'écouler et tend à faire croître la vitesse de l'eau jusqu'à la valeur

$$V_0 = \sqrt{2gh},$$

correspondant au régime établi.

Ces deux actions contraires ont pour effet de faire passer la vitesse de l'eau dans C par un minimum V_2 compris entre zéro et la vitesse V_1, qui correspond à l'équilibre de la soupape S. Ce minimum sera atteint à l'instant t_2 entre le moment où la soupape part de la position 1 et celui de son arrivée à la position 2 (*fig.* 612).

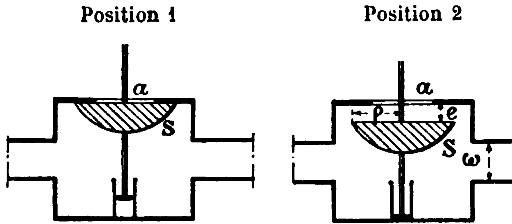


Fig. 612.

Soient P et A le poids et la surface supérieure de la soupape S, et posons $\frac{P}{A} = p$, poids moyen de la soupape par unité de surface. Lorsque la soupape passe de la position 1 (phase de fermeture) à la position 2 (phase d'ouverture), la force qui, par unité de surface, agit sur elle de haut en bas, est variable et a pour valeur à l'instant t:

$$\frac{P}{A} - \sqrt{\frac{V_t}{2g}}.$$

Cette force qui, au moment de l'ouverture, est nulle $\left(\frac{P}{A} - \sqrt{\frac{V_1}{2g}} = 0\right)$, la soupape étant en équilibre, atteindra son maximum :

$$\frac{P}{A} - \sqrt{\frac{V_2}{2g}},$$

à l'instant t_2, puis décroîtra jusqu'à redevenir nulle lorsque V atteindra à nouveau la valeur V_1 définie précédemment et pour laquelle la soupape S est en équilibre.

On a ainsi :

$$V_1 = 2g\left(\frac{P}{A}\right)^2 = 2gp^2. \tag{3}$$

La vitesse de l'eau dans le corps du bélier continuant à croître, la soupape S se met en mouvement de bas en haut et est de nouveau appliquée sur son siège lorsque la vitesse de l'eau atteint de nouveau la valeur V à l'instant t_3. Pendant toute la période d'ouverture de S, nous avons :

$$\frac{l}{g}\,dV = (h - p)\,dt,$$

d'où :

$$\frac{dV}{dt} = (h - p)\frac{g}{l}. \tag{4}$$

Calcul de la vitesse maxima V. — Entre le moment où la soupape S quitte la position 2 pour venir à la position 1, elle est soumise par unité de surface à la force $h - p$, et nous pouvons appliquer à son mouvement les formules du mouvement uniformément accéléré.

τ étant le temps nécessaire au passage de la position 2 à la position 1, nous avons :

$$e = V_1\tau + \frac{1}{2}(h - p)\tau^2,$$
$$V = V_1 + (h - p)\tau.$$

Ces deux équations, dans lesquelles e, hauteur de levée de la soupape (*fig.* 612), est connue, permettent de déterminer V :

$$V = \sqrt{V_1^2 + 2e(h - p)} = \sqrt{4g^2p^4 + 2e(h - p)}.$$

Donc, en résumé, la phase complète peut se caractériser comme suit :

1. La vitesse de l'eau, à l'instant t_1, est $V_1 = 2gp^2$, la soupape S s'ouvre, s se ferme.

2. La vitesse continue à décroître jusqu'à un minimum V_2 atteint à l'instant t_2, la soupape S achève de s'ouvrir, le liquide s'écoule dans le bief d'aval; la vitesse croît pour atteindre à nouveau V_1, position d'équilibre de la soupape S à l'instant t'_1.

3. La vitesse continuant à croître, la soupape S se referme à l'instant t_2 et, la vitesse ayant atteint la valeur V, la soupape s s'ouvre à nouveau, et le liquide est alors refoulé utilement.

4. La vitesse diminue peu à peu, et, lorsqu'elle atteint V_1, S s'ouvre à nouveau pendant que s se ferme, et le cycle recommence.

Durée du refoulement. — En partant de l'équation (1), nous obtenons :

$$\frac{l}{g}(V - V_1) = (h' - h)(t_1 - t),$$

d'où la durée du refoulement :

$$t_1 - t = \frac{l}{g} \cdot \frac{V - 2gp^2}{h' - h}. \tag{5}$$

Durée de l'échappement. — En partant de l'équation (4), on a :

$$\frac{l}{g}(V - V_1) = (t_3 - t_1)(h - p),$$

d'où l'on tire :

$$t_3 - t_1 = \frac{l}{g(h - p)}(V - 2gp^2). \tag{6}$$

Influence de la hauteur de refoulement. — Le rapport des durées du refoulement et de l'échappement est :

$$\frac{t_1 - t}{t_3 - t_1} = \frac{h - p}{h' - h}. \tag{7}$$

Le rendement de l'appareil variant dans le même sens que ce rapport, on voit que : *Le rendement d'un bélier sera d'autant plus grand que la différence entre la hauteur de refoulement et la hauteur de la chute utilisée sera plus faible.*

Les expériences confirment ce résultat. C'est ainsi que, pour un même bélier, lorsque la différence $h' - h$ varie de $4^m,50$ à 15 mètres, le rendement tombe de $0^m,97$ à $0^m,67$.

Influence de la dimension et du poids de la soupape d'échappement. — Dès que la soupape S quitte son siège, la surface de l'espace annulaire par lequel peut s'écouler l'eau varie de 0 à $2\pi\rho e$ (*fig.* 612), ρ étant le rayon de la surface supérieure circulaire de S, e étant la distance qui sépare les deux positions extrêmes de S.

Tant que cette surface d'échappement restera inférieure à la section ω du corps de bélier, il y aura une perte de charge. Quelle que soit, d'ailleurs, la loi du mouvement de haut en bas de la soupape S, le temps pendant lequel la veine liquide sera ainsi contractée variera en sens inverse de ρ, et par conséquent la perte de charge totale due à cette contraction diminuera lorsque le rayon de la soupape S sera augmenté. Donc : *le rendement d'un bélier hydraulique varie avec la surface de la soupape d'échappement et varie dans le même sens.*

M. Vigreux, voulant évaluer par le calcul les pertes de charge correspondant à cet étranglement momentané de la veine liquide, assimile successivement l'orifice annulaire et la soupape S :

1° A une plaque mince interposée dans un courant cylindrique perpendiculairement à ce courant ;

2° A un ajutage cylindrique.

Les deux hypothèses ont pour résultat de remplacer dans les calculs la hauteur de chute h par le produit αh, α étant compris entre 0 et 1.

Dans la seconde hypothèse, M. Vigreux adopte pour α la valeur $\alpha = \frac{3}{4}$.

Si maintenant nous reprenons l'équation (7), nous voyons que le rendement est proportionnel à $h - p$; il varie donc en sens contraire du rapport $p = \frac{P}{A}$; nous venons de voir déjà l'influence de la surface de la soupape d'échappement ; celle de son poids peut s'exprimer ainsi :

Le rendement d'un bélier varie en sens contraire du poids de la soupape d'échappement.

Influence de la dimension des soupapes de refoulement. — Si la somme des surfaces des soupapes s, s était inférieure à la section du corps de bélier C_1, il en résulterait une contraction et, par suite, une perte de charge.

D'autre part, il n'y a aucun intérêt à augmenter au delà de la section de C la valeur totale des surfaces des soupapes s, s. Aussi prend-on généralement pour valeur commune de la surface des n clapets la quantité $\frac{\omega}{n}$, ω étant la section du corps C_1.

Influence de l'écartement des soupapes d'échappement et de refoulement. — Du choc dans les béliers. — Lorsque les clapets s, s se ferment, la vitesse du liquide contenu dans la partie C_1 du corps du bélier devient nulle. Sous l'influence de la détente de l'air contenu dans le réservoir r (*fig.* 610), le liquide de C_1 tend même à être refoulé de C_1 vers C.

L'action de cette masse liquide contenue dans C_1 est d'abaisser la valeur minima de V_2, vitesse de l'eau dans le corps de bélier C. Cette action augmente donc la

durée de la période d'échappement et, par conséquent, diminue le rendement de l'appareil.

Il est évident que cette action retardatrice varie dans le même sens que le rapport $\frac{\text{vol. } C_1}{\text{vol. } C}$. Si l'on fait croître ce rapport, il arrivera un moment où le refoulement du liquide de C_1, à l'instant de la fermeture des clapets *s*, *s*, sera assez considérable pour produire un choc dans la boîte B, c'est-à-dire pour réduire jusqu'à zéro la valeur du minimum V_2.

Le rapport $\frac{\text{vol. } C_1}{\text{vol. } C_2}$ continuant à croître, le minimum V_2 deviendra négatif, et l'on aura un refoulement du liquide dans le corps de bélier C.

Ce sont là de très mauvaises conditions de fonctionnement, la durée de la période d'échappement se trouve considérablement augmentée, et il y a une grande perte de travail.

Il y a donc le plus grand intérêt à éviter tout choc, et, en diminuant le rapport $\frac{\text{vol. } C_1}{\text{vol. } C}$, à diminuer autant que possible l'action retardatrice du liquide contenu dans le corps du bélier C_1.

Pour un volume déterminé du corps de bélier C, on ne peut diminuer la section de la conduite C_1 sans diminuer proportionnellement la quantité d'eau introduite dans le réservoir à chaque pulsation. C'est donc la longueur de C_1 qui doit être diminuée autant que possible, et on peut dire que le *rendement d'un bélier varie en sens inverse de la distance qui sépare les soupapes d'échappement et de refoulement.*

Influence des frottements dans les conduits et des vitesses restantes du liquide au refoulement et à l'échappement. — Dans les calculs qui précèdent, nous n'avons tenu aucun compte du frottement du liquide dans le corps de bélier et la conduite de refoulement.

D'autre part, le liquide a une certaine vitesse restante lorsque, par l'orifice *a*, il arrive au niveau N_0 pendant la période d'échappement. Il en est de même lorsque l'eau refoulée atteint le niveau N′.

Toutes ces causes tendent à diminuer le rendement du bélier, et, pour que les résultats du calcul puissent être comparés aux résultats des expériences, il faudrait :

a) Diminuer *h* :

1° D'une quantité correspondant aux pertes de charge dues aux frottements dans le corps du bélier C ;

2° D'une quantité correspondant à la perte de charge due à la vitesse restante à l'orifice *a*.

b) Augmenter *h′* :

1° D'une quantité correspondant aux pertes de charge dues aux frottements et remous dans C_1, dans les réservoirs *r* et R et dans la conduite de refoulement;

2° D'une quantité correspondant à la vitesse restante de l'eau à son arrivée au niveau N′.

Volume du réservoir. — Comme nous l'avons déjà indiqué, le rôle du réservoir R est de régulariser le refoulement de l'eau dans la conduite D.

Pratiquement, il est impossible d'obtenir que la vitesse de refoulement soit constante. Mais l'on peut s'imposer la condition que cette vitesse ne s'écarte de sa valeur

moyenne w que d'une fraction $\frac{w}{m}$ de sa valeur, et calculer le volume v qu'il sera nécessaire de donner au réservoir R pour qu'il en soit ainsi.

Appelons, dans ces conditions :

n, n_1, n_2, le niveau moyen de l'eau dans le niveau maximum et le niveau minimum ;
u, u_1, u_2, les volumes correspondants de l'air dans le réservoir ;
P, P_1, P_2, les pressions correspondantes.

Ce sont ces pressions qui donnent sa vitesse au liquide de la conduite D. Il est donc évident qu'aux pressions :

$$P, \qquad P_1, \qquad P_2,$$

devront correspondre les vitesses :

$$w, \qquad w + \frac{w}{m}, \qquad w - \frac{w}{m}.$$

Pendant la période d'ouverture des clapets s, s, il entre dans le réservoir une certaine quantité d'eau q. Appelons :

θ_1, le temps $t_1 - t$ donné par (5) pendant lequel les clapets sont ouverts ;
θ_2, le temps $t_3 - t_1$ donné par (6) pendant lequel les clapets s, s sont fermés.

Pendant la période d'ouverture comme pendant la période de fermeture des clapets, la vitesse dans D ne devra varier que de $w + \frac{w}{m}$ à $w - \frac{w}{m}$. Nous aurons donc des valeurs très approchées des quantités d'eau refoulées dans D pendant ces deux périodes, en supposant la vitesse de refoulement constante et égale à sa valeur moyenne w.

Ceci posé, nous avons :

$$u_2 + u_1 = 2u, \tag{8}$$
$$P_2 + P_1 = 2P. \tag{9}$$

Enfin la loi de Mariotte nous donne :

$$\frac{u_2 - u_1}{u_2 + u_1} = \frac{P_1 - P_2}{P_1 + P_2}. \tag{10}$$

Dans cette équation, P est connu : c'est le produit de la différence H des niveaux N' et n par la surface Ω de la section n du réservoir R.

Reste donc à calculer les différences $P_1 - P_2$ et $u_1 - u_2$ des pressions et des volumes extrêmes dans le réservoir.

Nous avons :

$$\frac{d^2w}{dt^2} = \frac{dP}{dt};$$

en intégrant deux fois :

$$dw = (P_1 - P_2)\,dt,$$

et

$$\frac{2w}{m} = (P_1 - P_2)\,\theta_1,$$

d'où :

(11) $$P_1 - P_2 = \frac{2w}{m\theta_1}.$$

D'autre part on a :

(12) $$u_2 - u_1 = \Omega . w . \theta_1.$$

Appelons maintenant ω et ω_1 les sections du corps de bélier CC_1 et du tuyau de refoulement D ; nous pourrons évaluer de deux manières la quantité d'eau refoulée :

Pendant la période d'ouverture des clapets s, s, la quantité d'eau qui pénètre dans le réservoir est :

$$q = \omega \int^{t_1} \frac{dV}{dt}\,dt,$$

et en tenant compte de (2) :

(13) $$q = \omega\theta_1 \frac{h' - h}{l} \cdot g.$$

Pendant toute la période de refoulement, cette même quantité d'eau peut s'évaluer :

(14) $$q = \omega_1 w (\theta_1 + \theta_2).$$

Les équations (13) et (14) permettent de calculer w, qui, substitué dans (11) et (12), nous donne enfin les valeurs cherchées :

(15) $$w = \frac{g}{l} \cdot \frac{\omega}{\omega_1} \cdot \frac{\theta_1}{\theta_1 + \theta_2} \cdot (h' - h).$$

(16) $$P_1 - P_2 = \frac{2g}{ml} \cdot \frac{\omega}{\omega_1} \cdot \frac{1}{\theta_1 + \theta_2} (h' - h),$$

(17) $$u_2 - u_1 = \frac{g}{l} \cdot \frac{\omega}{\omega_1} \cdot \frac{\theta_1^2}{\theta_1 + \theta_2} \cdot \Omega (h' - h).$$

Substituant dans l'équation (10) les valeurs que nous venons de calculer, nous obtenons enfin :

$$U = \frac{m}{2} P (h' - h)\,\Omega\theta_1^2.$$

Mais on a :

$$\Omega w \theta_1 = \omega_1 w (\theta_1 + \theta_2),$$

d'où :

(18) $$u = \frac{m}{2} P\,(h' - h)\,\omega_1\theta_1 (\theta_1 + \theta_2).$$

Les équations (5) et (6) nous permettent d'éliminer θ_1 et θ_2 ; la pression moyenne

P est égale à la pression atmosphérique augmentée de la hauteur moyenne de refoulement au-dessus du niveau n, soit $H_0 + H$. On a dès lors :

$$(19) \qquad u = \frac{m}{2} \cdot \frac{H_0 + H}{h_1 - h} \cdot \omega_1 \cdot \frac{h' - p}{h - p} \left[\frac{l}{g}(V - 2gp^2)\right]^2.$$

On peut se fixer m aussi grand que possible. Dans la pratique, on ne calcule jamais u pour une valeur de m supérieure à 50.

II. — DIFFÉRENTS TYPES DE BÉLIERS

Bélier Bollée. — Avec les béliers précédemment décrits, il y a à craindre, pour leur bon fonctionnement, que le niveau d'aval ne s'élève suffisamment pour venir à la hauteur du reniflard ; il est vrai qu'on peut remédier à cet inconvénient en plaçant le bélier plus haut; mais alors on n'utilise plus toute la hauteur de chute, et le rendement est diminué.

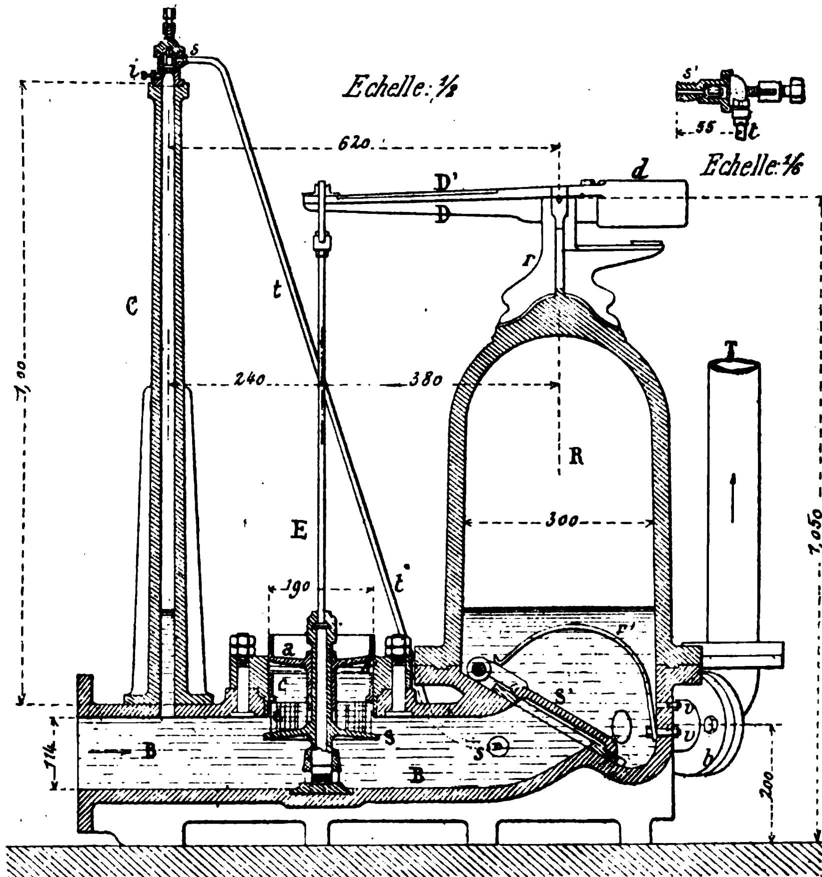


Fig. 613 et 614.

Bollée a imaginé une heureuse modification qui permet d'utiliser les chutes les plus faibles.

Sur le corps du bélier B (*fig.* 613), il a placé une colonne creuse C en fonte, qui communique constamment avec lui et qui est terminée à sa partie supérieure par une cage mise en relation par le tuyau *t* avec la partie du corps B située immédiatement au-dessous de la soupape d'arrêt S'. Cette cage supérieure est munie d'une ouverture réglée par une vis à pointeau qui permet l'aspiration de l'air extérieur au moment où se produit la réaction qui succède à l'aspiration. Une petite soupape d'arrêt ferme cette ouverture quand l'eau reprend son mouvement vers la cloche. On voit que ce dispositif constitue une véritable pompe à air, qui supprime avantageusement l'emploi du reniflard et du réservoir d'air intermédiaire situé dans la cloche R des premiers béliers.

Bollée a également supprimé les chocs de la soupape d'échappement S sur son siège en l'équilibrant et en lui donnant une forme spéciale. La paroi extérieure de cette soupape est munie d'ouvertures qui permettent la circulation et la sortie de l'eau ; de plus, elle est supportée par une biellette articulée à son axe à un levier D qui porte à l'autre extrémité un contrepoids variable *d*. Un ressort D' fixé à D, interposé entre le système de suspension, assure la douceur du fonctionnement. Le fond de la crapaudine qui contient la partie inférieure de l'axe de la soupape est garni de rondelles élastiques dont l'effet s'ajoute à celui du contrepoids pour amortir le choc qui se produit lorsque la soupape retombe.

Une soupape de sûreté appuyée sur son siège par un ressort convenablement taré est placée sur la cloche R et prévient ainsi l'éclatement qui pourrait se produire dans le cas où le refoulement se trouverait obstrué.

Ainsi constitué, et avec un tuyau d'amenée de 170 millimètres de diamètre, une chute de 4^{m},50 et un débit de 1.500 litres par minute, l'appareil fonctionnant dans les conditions les plus favorables peut élever à 5^{m},60 de hauteur 300 litres à la minute. Son rendement varie entre 75 et 80 0/0.

Un perfectionnement a été apporté aux béliers par la maison Bollée et a paru pour la première fois à l'Exposition universelle de 1900. Il consiste en un dispositif permettant d'élever de l'eau propre en employant de l'eau motrice sale.

A cet effet, l'appareil comporte un réservoir cylindrique enfermé dans la cloche du bélier ; ce cylindre est ouvert à sa partie supérieure et communique avec l'aspiration et le refoulement d'eau propre par sa partie inférieure. Ce vase est placé à une hauteur suffisante dans la cloche pour que l'eau motrice ne puisse pas y pénétrer. Le débit d'eau pure est suffisant pour déborder du vase cylindrique à la fin de l'aspiration ; une partie de l'eau propre est perdue et se mélange à l'eau motrice.

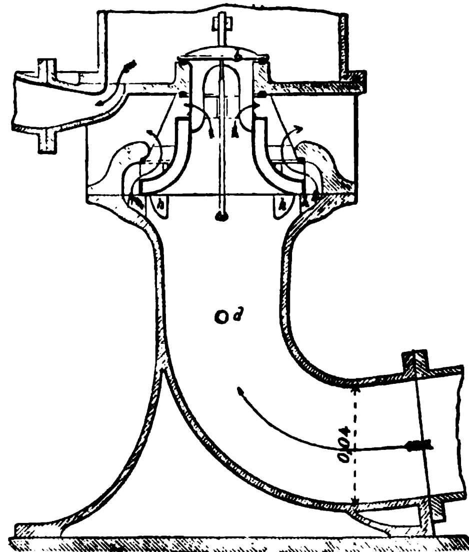


Fig. 615. — Bélier *Hermann Fischer.*

Bélier Hermann Fischer. — En 1866, cet inventeur, étudiant un bélier avec tuyau

d'amenée de 1 mètre de diamètre, construisit un modèle en petit qui présente un certain intérêt par la préoccupation évidente d'amortir les coups de bélier en rapprochant les soupapes d'échappement *hh* et de refoulement *b*.

La figure 615 montre la disposition de la soupape d'échappement; elle est analogue à une soupape à double siège *hh*, creuse, et laisse une large section de passage au liquide.

Cet appareil n'a pas été exécuté en grand, à notre connaissance.

Bélier Hett. — C'est (*fig.* 616 et 617) un type très simple, utilisable seulement pour les débits de faible importance.

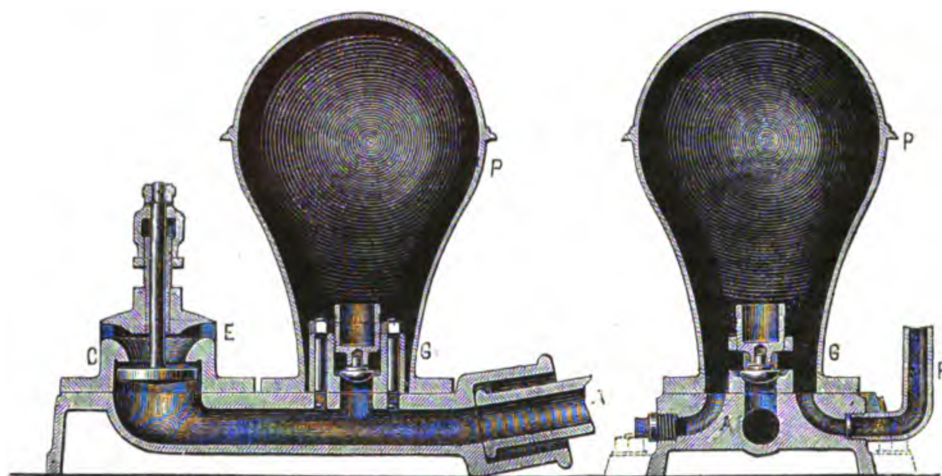


Fig. 616 et 617. — Bélier *Hett*.

A et R sont les tuyaux d'arrivée et de refoulement; l'échappement se fait librement en E. Le clapet d'échappement C reste ouvert sous l'influence de son poids tant que la vitesse de l'eau n'est pas suffisante pour l'appliquer sur son siège; alors seulement, G se soulève et le liquide pénètre dans le réservoir d'air P.

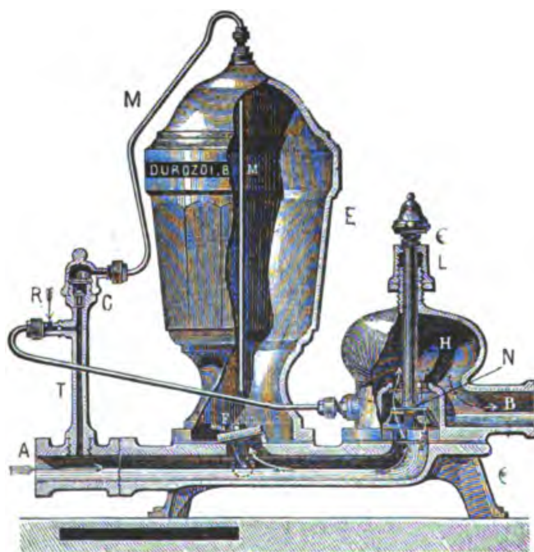


Fig. 618. — Bélier à simple effet *Durozoi*.

Bélier à simple effet Durozoi. — Cet appareil, représenté par la figure 618, offre les caractères suivants : le clapet d'arrêt N est muni d'un dispositif L, qui permet de faire varier sa course avec le débit. L'alimentation d'air est bien étudiée et assurée comme il suit. Lorsque l'eau s'écoule librement de A vers B, il se produit dans le tube T un vide qui détermine l'introduction d'un peu d'air ; lorsque le clapet d'arrêt se ferme, l'eau

remonte dans T, comprime l'air qui soulève le petit clapet C, et se rend dans la chambre E,

Afin d'augmenter l'effet utile de l'eau, on établit à l'extrémité supérieure du tuyau de chute un clapet s'ouvrant du dehors en dedans. Ce clapet, qui se ferme en même temps que le clapet d'arrêt, empêche la réaction de se transmettre au liquide du réservoir, et, par suite, augmente l'effet de la soupape F.

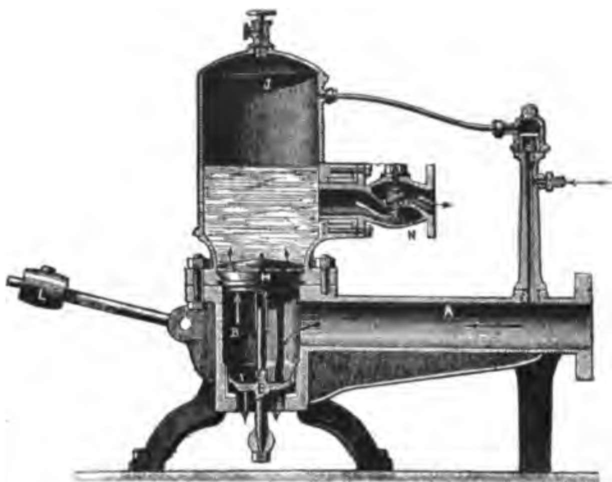


Fig. 619. — Bélier à simple effet *Durozoi*.

L'appareil représenté par la figure 618 laisse écouler l'eau d'échappement dans un tuyau latéral qui s'amorce en B, et auquel on peut quelquefois donner une certaine pente, ce qui augmente l'effet utile.

La figure 619 donne la disposition d'un bélier également à simple effet, mais dans lequel l'eau d'échappement est évacuée par la partie inférieure. Ici le clapet d'arrêt E est maintenu ouvert par un contrepoids L ; l'alimentation d'air est identique à celle du précédent appareil.

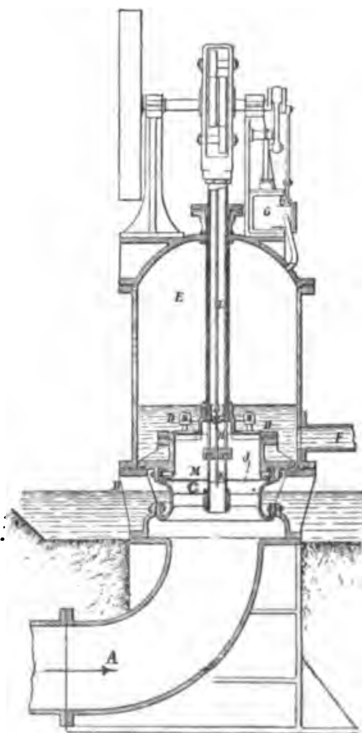


Fig. 620. — Bélier-moteur *Pearsall*.

Bélier H.-D. Pearsall. — M. Pearsall a appliqué le principe du bélier à des machines de grandes dimensions destinées soit à élever de l'eau, soit à comprimer de l'air et à permettre ainsi un véritable transport de force.

Le principe est toujours le même. M. Pearsall, en actionnant par un petit moteur annexe la soupape principale, supprime les chocs et peut donner à sa machine des dimensions et une puissance notablement plus considérables que celles ordinairement adoptées.

La figure 620 donne une disposition pour refoulement et élévation d'eau. Le tuyau A conduit l'eau de l'endroit où elle est captée au déversoir B. La communication se fait au moyen de la soupape principale C, mue directement par un petit moteur à air comprimé G, qui est alimenté par le réservoir d'air de l'appareil lui-même. Les clapets D, D mettent en communication la partie supérieure de l'appareil et la chambre à air E, à la partie inférieure de laquelle

débouche le tuyau de refoulement F. Enfin H est une soupape à air portant un flotteur J, dont la distance à H peut être modifiée au moyen d'une vis K.

Le fonctionnement de l'appareil est le suivant :

Le tuyau A étant plein d'eau, la soupape C est ouverte par le moteur, et l'eau s'écoule dans le déversoir B ; la chambre M, qui était pleine d'eau, se vide, et l'air y pénètre grâce à la soupape H. Au bout d'un certain temps (trois secondes par exemple), le moteur ayant accompli une partie de sa révolution, la soupape C se ferme. L'eau de A continue d'affluer à cause de sa vitesse acquise ; elle pénètre dans la chambre M, soulève le flotteur J, ferme la soupape H. Lorsque la pression de l'air est suffisante, les clapets D, D sont soulevés et l'air pénètre avec une certaine quantité d'eau dans la chambre E, jusqu'à ce que l'équilibre de pression se soit établi et que la force vive de l'eau soit utilisée. Il est bien évident que l'air comprimé dans E refoule par F une certaine quantité d'eau.

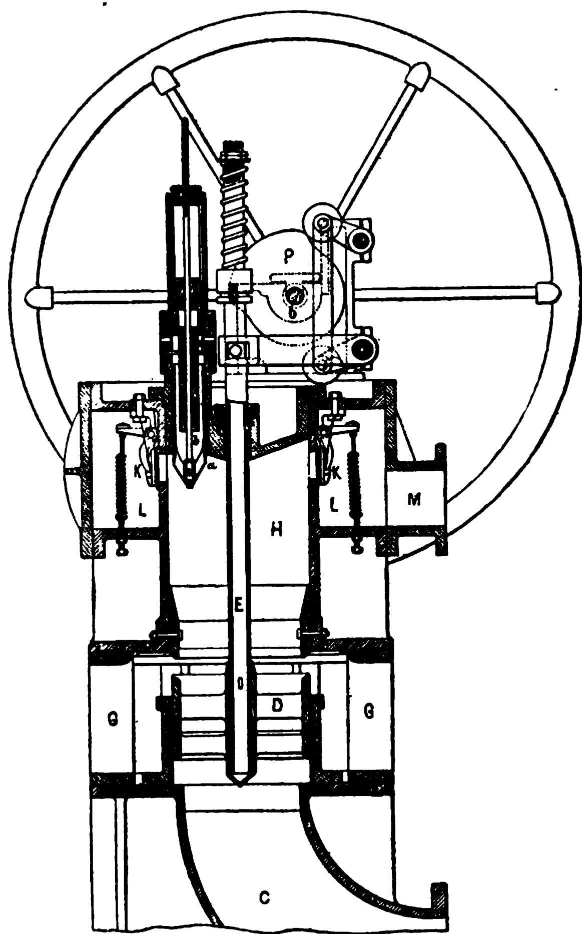


Fig. 621. — Bélier moteur *Pearsall*.

C, tuyau d'arrivée de 0m,30 de diamètre ; D, soupape d'admission annulaire, ouvrant et fermant alternativement le trop-plein G, et commandée par la tige E et la came P d'un petit moteur à air comprimé faisant 25 tours par minute. La soupape D ferme sur un siège en caoutchouc, dont les bords sont, dès l'origine de cette fermeture, appuyés sur D par la pression de l'eau à l'intérieur de D (Voir *fig.* 620). H, chambre intermédiaire, avec flotteur *c* renfermé dans un tube *ab*, qui commande la soupape d'évacuation d'air *j*, et communiquant avec le refoulement M par les clapets K, à ressorts L.

On voit que la fermeture de la soupape C n'a pas besoin d'être rapide puisque, au début, l'eau peut pénétrer librement dans M ; tant qu'elle n'atteint pas le niveau J, la soupape H reste ouverte et permet à l'air de s'échapper.

L'appareil est réglé de manière qu'au moment où les clapets D, D se ferment doucement, la soupape C soit de nouveau ouverte ; la marche est alors très douce et très régulière : l'eau acquiert lentement une certaine force vive, pour la restituer de même dans la seconde partie du mouvement. L'écoulement de l'eau refoulée se fait d'une façon continue sous la pression de l'air comprimé dans la chambre E.

Il y a intérêt, au moment de la mise en marche, à introduire dans le réservoir une quantité d'air suffisante pour que la hauteur d'eau au-dessus des clapets D, D soit seulement de quelques centimètres : on utilise mieux ainsi toute la capacité du réservoir d'air. L'air emprisonné suffit à actionner le moteur et à faire matelas d'air.

Il convient de remarquer que, dans cet appareil, la vitesse de l'eau dans le tuyau d'amenée A varie de zéro à un certain maximum, et que, puisque cette eau est à peu de chose près toujours en mouvement (et en mouvement régulier), la vitesse moyenne est sensiblement égale à la moitié de la vitesse maxima. Or les considérations de solidité, de résistance, de dimensions et de poids dépendent de la vitesse maxima; au contraire, la puissance de la machine dépend de la vitesse moyenne. Ce bélier, dans lequel la vitesse moyenne est une fraction très importante de la vitesse maxima, permettra donc d'obtenir des puissances notables avec des machines qui ne seront pas — comme dimensions et poids — hors de proportions avec le résultat à obtenir.

La machine représentée par la figure 620 a été construite par St Mary Gray (Kent) et a donné les résultats suivants : 620 litres élevés par minute à une hauteur de 20m,80, avec une chute de 2m,30 et un débit total de 3.500 litres par minute ; soit un rendement de 66 0/0 environ.

La figure 621 donne une autre disposition, fondée sur le même principe. La soupape à air *j* de la chambre H est disposée différemment : le flotteur *c* est placé dans une sorte de tube ouvert *ab*, dans lequel se comprime l'air à la fin de chaque période. Le refoulement se fait latéralement, et les soupapes K offrent un montage spécial, qui semble avoir donné satisfaction.

Cette machine, adoptée en Pensylvanie, a donné les résultats suivants : 570 litres élevés par minute à 28m,30 de hauteur, avec une chute de 5m,30 et un débit total de 4.670 litres par minute; soit un rendement de 71 0/0. Le tuyau de décharge a 0m,10 de dia-

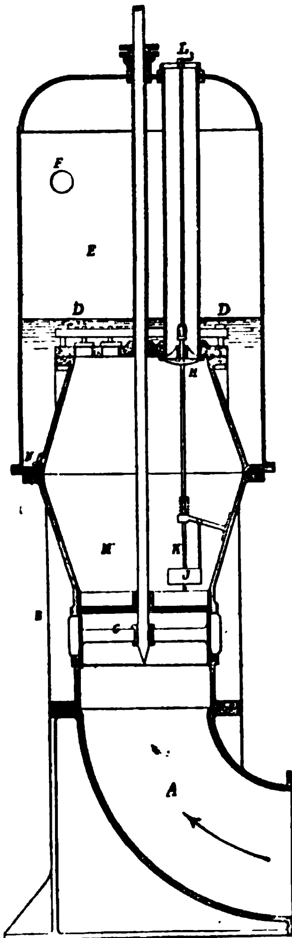


Fig. 622. — Bélier-moteur *Pearsall*, fonctionnant comme compresseur d'air.

A, arrivée de l'eau motrice ; *c*, soupape commandée par un petit moteur à air comprimé ; B, déversoir ; D, D, clapets mettant en communication la chambre M avec la chambre à air comprimé E, à sortie F : H, soupape à flotteur J, dont la distance à D peut être réglée, de L, par une vis K.

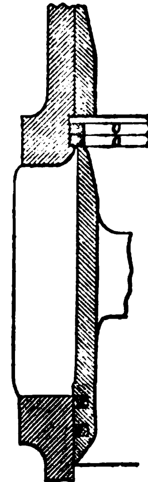


Fig. 623. — Bélier-moteur *Pearsall*. Détail du siège de la soupape *c* (*fig.* 622)

mètre et 186 mètres de long ; la perte de charge due aux frottements est de $2^m,40$.

La figure 622 est relative à un montage de l'appareil fonctionnant comme compresseur d'air ; les lettres correspondent aux mêmes organes que dans la figure 621.

La chambre M est de grandes dimensions et le flotteur J très voisin de la soupape C, afin que la soupape H se ferme rapidement, la force vive de l'eau devant servir seulement à comprimer en E l'air emprisonné dans M. La partie supérieure de cette chambre peut être entourée d'eau, dont la soupape N assure la circulation ; dans ces conditions, la compression de l'air se rapproche de la compression isothermique et se fait par suite dans de bonnes conditions de rendement. F représente ici l'orifice d'échappement de l'air comprimé.

La figure 623 donne une vue de la soupape principale *c* ; un double anneau OO est fixé au tube lui-même ; lorsque la soupape ferme l'orifice, la pression applique l'anneau à la fois contre elle et contre le tube, constituant ainsi un joint bien étanche.

Bélier hydraulique Schabaver. — M. Schabaver a cherché à augmenter l'effet utile du bélier en augmentant la vitesse de passage du liquide entre le clapet principal et son siège : il a été conduit, pour cela, à adopter des clapets rectangulaires à faible levée. Lorsque le débit devient notable, il faut, si l'on veut éviter d'augmenter les

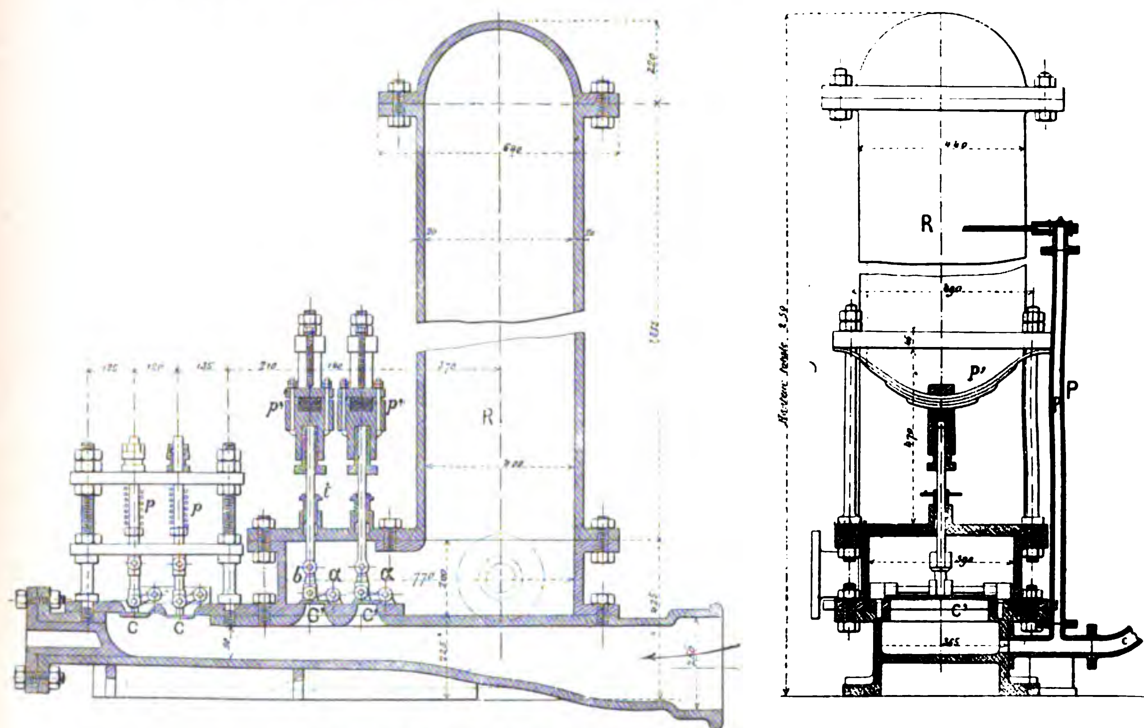


Fig. 624 et 625. — Bélier *Schabaver* à clapets multiples.

dimensions du corps du bélier, remplacer le clapet théoriquement nécessaire par plusieurs autres équivalents ; de plus, on augmente ainsi le périmètre disponible.

Le bélier Schabaver est donc caractérisé par des clapets rectangulaires multiples, à levées faibles et rapides.

Les figures 624 et 625 donnent la disposition d'un bélier à deux clapets principaux. L'eau arrive dans la direction de la flèche, s'échappe librement tant qu'elle n'a pas atteint une certaine vitesse, puis ferme les clapets C, pour ouvrir les clapets C' et amortir sa force vive en faisant passer dans le réservoir R une certaine quantité d'eau que la pression de l'air refoulera.

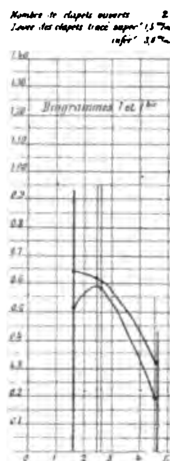


Fig. 626. — Diagramme du fonctionnement d'un bélier *Schabaver* de 50 millimètres.

On y a porté en abscisses les rapports de la hauteur du refoulement à celle de la chute motrice et en ordonnées les rendements. Longueur du corps du bélier depuis l'orifice jusqu'aux clapets moteurs 8 mètres. Nombre des clapets, 2. Levées, $1^{mm},8$ pour le tracé inférieur.

On voit que les clapets de refoulement C', C' sont maintenus sur leurs sièges par des ressorts à lames p', p', agissant sur les clapets par l'intermédiaire d'une tige t et d'une petite bielle b'; de plus, ces clapets oscillent autour des axes horizontaux a. Les clapets d'échappement C, C présentent une disposition analogue; mais les ressorts p, qui les tiennent écartés de leurs sièges, sont des ressorts à boudin. Enfin, la figure 625 montre l'emploi d'une petite pompe à air P, destinée à éviter les ruptures causées par les chocs lorsque l'air fait défaut; M. Schabaver estime, en effet, que le reniflard ordinairement adopté est insuffisant pour donner toute sécurité. Le coude c, qui est à la partie inférieure de la pompe, reçoit un piston de sûreté destiné à éviter, le cas échéant, la rupture du bélier.

Cet appareil ne convient qu'aux faibles puissances, inférieures à un demi-cheval, par exemple. Mais, par contre, il permet d'utiliser des différences de niveau extrêmement faibles; son inventeur l'a fait fonctionner avec une différence de niveau inférieure à $0^m,03$.

M. Schabaver a fait un certain nombre d'essais desquels il résulte que, conformément à la théorie :

1° Le rendement diminue assez rapidement lorsque le rapport entre la hauteur de refoulement et la hauteur de chute augmente;

2° Le rendement augmente lorsque — toutes choses égales d'ailleurs — la levée des clapets diminue. Ce fait est mis en évidence par les diagrammes de la figure 626, résumant les expériences faites avec un bélier de 50 millimètres.

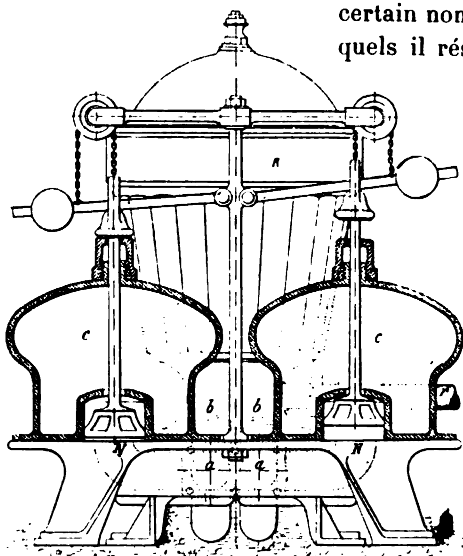


Fig. 627. — Bélier à double effet *Durozoi*.

Bélier à double effet Durozoi. — Pour utiliser les fortes pressions résultant des hautes chutes d'eau, M. Durozoi a construit (*fig.* 627) un bélier à double effet dans lequel l'eau motrice arrive par deux tuyaux séparés a, a; il n'y a qu'un seul réservoir d'air R, mais il

porte deux soupapes de refoulement *b*, *b*. Les deux clapets d'arrêt N sont maintenus écartés de leurs sièges par des contrepoids.

On voit que, si l'on appuie sur la tige du clapet de droite, l'eau prendra — dans cette partie de l'appareil — une vitesse grâce à laquelle, lorsque le clapet sera fermé, une certaine quantité d'eau pénétrera dans le réservoir R. Mais, en même temps, le clapet de gauche s'ouvrira et les mêmes faits se reproduiront de ce côté.

Bélier Decœur. — M. Decœur a fait une étude complète du bélier et l'a perfectionné en rapprochant les soupapes d'échappement et de refoulement et en leur adjoignant des ressorts qui multiplient leurs oscillations. Il a pu, de la sorte, diminuer les chocs et augmenter le rendement de l'appareil.

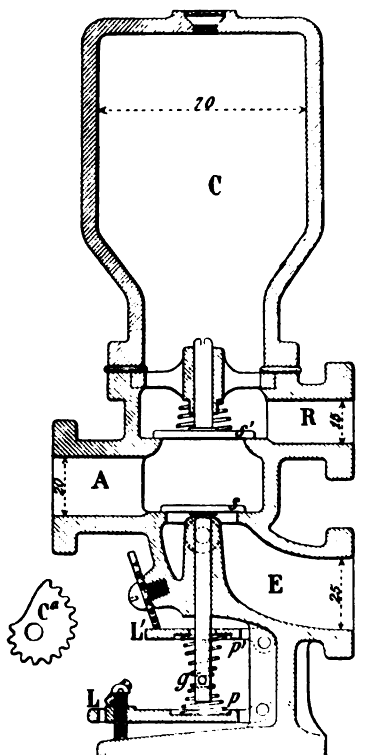


Fig. 628. — Petit bélier *Decœur*.

La figure 628 donne une coupe d'un bélier construit pour petits débits, le tuyau d'amenée d'eau n'ayant que 20 millimètres de diamètre. Les soupapes *s* et *s'*, d'échappement et de refoulement, sont très voisines l'une de l'autre : 20 à 25 millimètres environ. La tige de la soupape *s* porte une goupille fendue *g*, sur laquelle viennent s'appuyer deux ressorts à boudin antagonistes *p* et *p'*, qui portent sur les leviers L et L' de mise en marche et d'arrêt. La position du levier L', à came de réglage C_a, fixe les conditions d'équilibre et de fonctionnement de la soupape *s*.

La soupape *s'* a sa tige guidée par une douille sur laquelle vient s'appuyer le ressort à boudin qui l'applique sur son siège. Le fonctionnement de l'appareil est le même que celui d'un bélier ordinaire; l'arrêt et la mise en marche s'obtiennent au moyen des leviers L et L'.

L'appareil à petits débits décrit plus haut, et construit par MM. Rouart frères, a donné les résultats suivants : Le tuyau d'amenée était en plomb, de 4 millimètres d'épaisseur et de 2 centimètres de diamètre; il avait 10 mètres de longueur et était courbé en plusieurs sens pour la commodité de l'installation. L'eau était fournie par un réservoir à flotteur situé à $4^{m},50$ au-dessus de l'appareil. Dans ces conditions, avec 240 pulsations par minute, le bélier refoule $0^{lit},8$ à $22^{m},50$ au-dessus de la source, et laisse échapper $4^{lit},4$; le rendement mécanique est alors de 91 0/0. Avec 130 pulsations seulement, on a pu refouler $0^{lit},5$ à 54 mètres de hauteur avec un échappement de $7^{lit},5$; le rendement était alors de 80 0/0. Quand la hauteur de refoulement est inférieure à quatre fois la hauteur de chute, le rendement atteint son maximum dans le voisinage de 95 0/0; les oscillations sont alors très petites, et leur durée peut descendre jusqu'à 1/7 de seconde.

Lorsque les chutes utilisables sont faibles (inférieures à 2 mètres), le bélier Decœur donne encore des résultats très satisfaisants; l'échappement a lieu sous

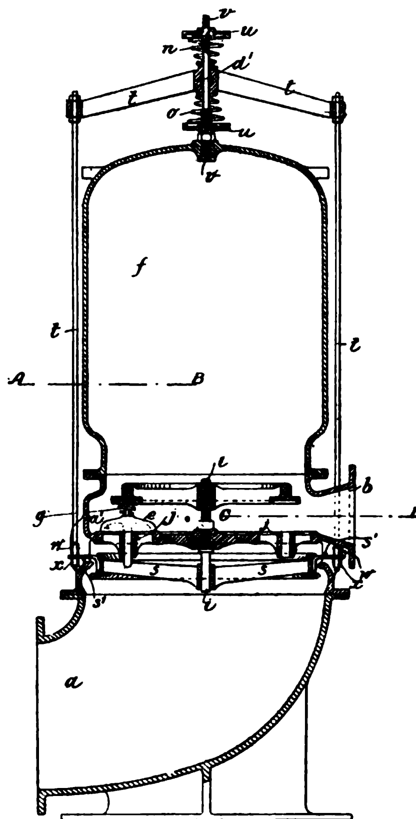
l'eau, pour éviter les rentrées d'air. Des essais faits au Conservatoire des Arts et Métiers ont montré qu'avec des chutes variant de 2 mètres à 0m,30 le rendement a varié de 87 0/0 (pour 2 mètres) à 66 0/0 (pour 0m,30), et que, dans ce dernier cas, on refoulait encore 1/45 de l'eau disponible à 30 fois la hauteur de chute.

La figure 629 donne une disposition à débit plus élevé.

a, *b* et *c* sont les tuyaux d'amenée, de refoulement et d'échappement;

d est la soupape d'échappement, avec les ressorts antagonistes *o* et *n*, dont on peut faire varier les tensions respectives par *m*;

e, *e*, sont les clapets de refoulement;



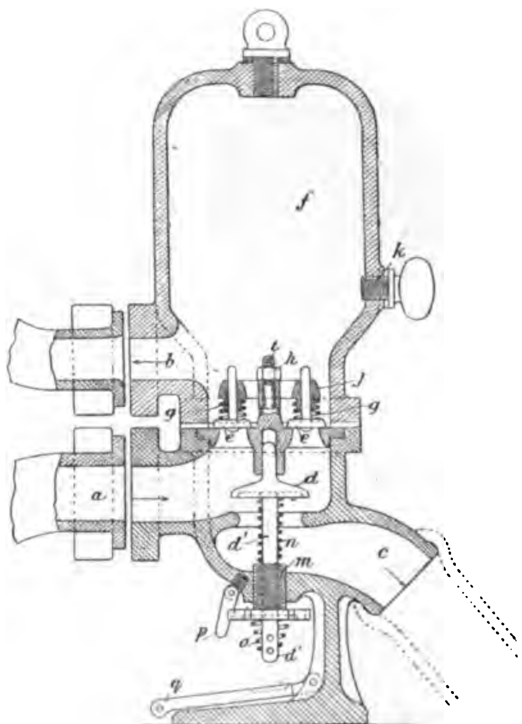


FIG. 629. — Bélier *Decœur*, coupe verticale.

a, amenée de l'eau motrice; *c*, évacuation de l'eau motrice en excès; *d*, clapet d'évacuation et de retenue, à tige *d'*, avec ressorts *n* et *o*, réglables par la vis *m*, à palet de fixation *p*; *q*, levier permettant de soulever *d'* pour la mise en train du bélier. *e*, soupapes de refoulement, à tiges guidées en *f* et ressorts *g*, réglages en *i*; *f*, matelas d'air, avec soupape *k* pour évacuer l'excès d'air; *b*, refoulement.

FIG. 630 et 631. — Grand bélier *Decœur*, coupe verticale et horizontale AB et CD.

s, grande soupape d'évacuation plate, à ressorts de réglage *n*, *o*, reliés à *s* par le cadre *t*, avec ressorts *w*, *x*.
Pour les autres lettres, même légende qu'en figure 629.

dans le cas présent, il y en a quatre, maintenus par des ressorts *g*, sur lesquels vient s'appuyer un croisillon *j*, plus ou moins serré au moyen de l'écrou *h*;

k est un reniflard permettant les rentrées d'air dans la chambre à air *f*.

Les figures 630 et 631 montrent la disposition adoptée pour grands débits.

Les clapets de refoulement *e* sont au nombre de 8, disposés sur une couronne annulaire, avec croisillon glissant sur un arbre intérieur. L'écoulement du liquide a lieu à la circonférence. Enfin les ressorts de commande de la soupape principale sont placés (*n* et *o*) au-dessus de la cloche à air, ce qui permet de noyer l'appareil dans le bassin de chute, de manière à diminuer la vitesse de sortie de l'eau d'échappement et, par suite, d'augmenter le rendement.

Bélier-pompe Hett. — Lorsqu'on désire élever un liquide autre que le liquide moteur, on peut utiliser la combinaison dite bélier-pompe. L'appareil imaginé par M. Hett comporte, d'une part, son bélier simple B et, d'autre part, une pompe à diaphragme P (*fig.* 632).

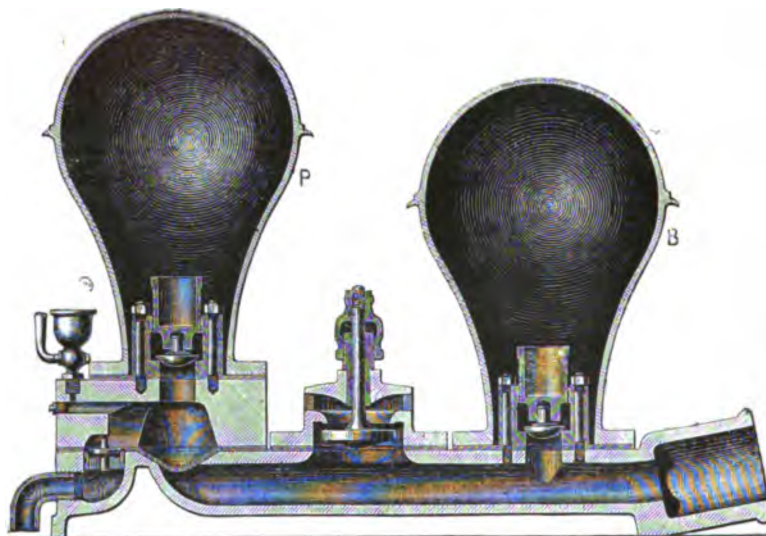


FIG. 632. — Bélier-pompe *Hett*.

Le fonctionnement est des plus simples, le diaphragme vibrant à chaque battement du clapet d'échappement; la figure dispense de tous commentaires. Le diaphragme est le point délicat de l'appareil; aussi faut-il le rendre facilement accessible : dans le dispositif de M. Hett, la chambre à air est simplement fixée par des écrous, et le démontage ne dure que quelques minutes.

Bélier-pompe à pistons différentiels Durozoi. — Cet appareil (*fig.* 633 et 634), basé sur le principe du bélier, permet de refouler soit le liquide même de la chute, soit un tout autre liquide, et aussi de comprimer de l'air.

Le fonctionnement est facile à comprendre. L'eau qui arrive par le tuyau d'amenée A s'écoule par la partie inférieure tant que sa vitesse est insuffisante pour vaincre l'action des contrepoids K et fermer le clapet d'échappement E. Dès que celui-ci se ferme, la réaction du liquide soulève le piston D, qui se meut dans le

cylindre C, entraînant dans son mouvement d'ascension le piston G, qui lui est lié invariablement. Au début, la chambre F contient seulement de l'air qui, comprimé par le piston G, soulève la soupape H, et passe dans le réservoir J.

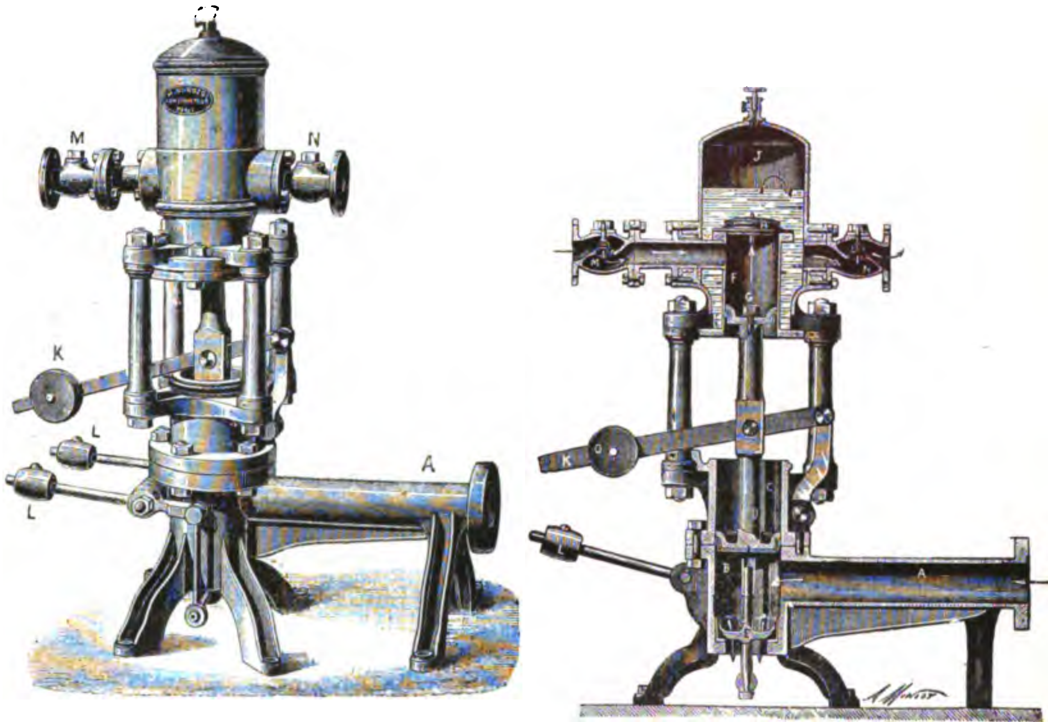


Fig. 633-634. — Bélier-pompe différentiel *Durozoi.*

Lorsque le clapet E s'ouvre à nouveau, le piston B, sollicité par le contrepoids K, redescend rapidement, entraînant le piston G; le liquide à refouler, ainsi

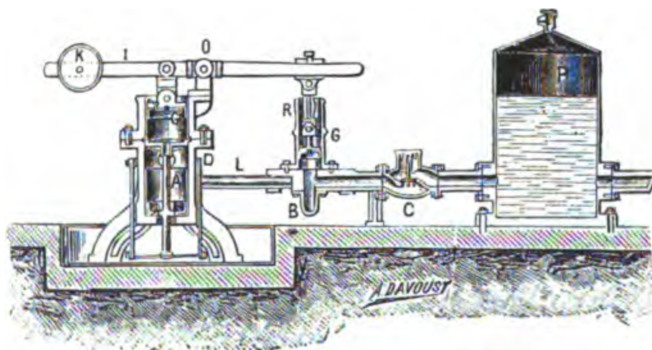


Fig. 635. — Bélier-pompe à pistons différentiels de courses inégales *Durozoi.*

aspiré, traverse la boîte à soupapes M et vient remplir la chambre T. De sorte qu'enfin, au coup de bélier suivant, les pistons D et G remontant, la soupape H s'ouvre et laisse passer dans la chambre J le liquide de F. Ce liquide est refoulé

d'une manière continue au travers de la boîte à soupapes N, par la pression de l'air comprimé dans J.

Il faut remarquer que ce dispositif se prête à des combinaisons assez différentes. Si l'on a une faible chute, on pourra, en prenant G beaucoup plus petit que D, élever à une très grande hauteur une petite quantité de liquide. Au contraire, si l'on a de très fortes chutes, on pourra élever à des hauteurs moyennes beaucoup de liquide, en donnant à G des dimensions supérieures à celles de D.

La figure 635 donne une autre disposition du bélier-pompe dans laquelle les pistons, qui sont déjà de dimensions inégales, parcourent de plus des chemins inégaux. Il suffit de remarquer, pour en comprendre le fonctionnement, que le piston D, au lieu d'être lié au piston G, agit sur un levier agissant lui-même sur le piston G; on voit qu'en choisissant convenablement l'axe O du levier, on pourra faire décrire au piston G une course 12 fois plus grande que celle décrite par le piston D. On pourra ainsi donner au piston G une section moindre que dans l'appareil précédent et élever l'eau à la même hauteur ; cette réduction de section est avantageuse.

Avec cet appareil, on peut utiliser des chutes de 0,25 à 0,30 pour élever des liquides à de grandes hauteurs sans avoir à établir de béliers superposés.

Cette machine peut servir aussi de compresseur d'air; enfin, dans le cas où l'eau motrice ferait défaut, l'existence du balancier permettrait d'actionner la machine à la main.

Bélier-pompe Durozoi. — Dans cet appareil (*fig.* 636 et 637), M. Durozoi utilise le vide partiel et la compression produits par le coup de bélier pour obtenir par le mouvement d'une membrane suffisamment flexible l'aspiration d'une autre eau que

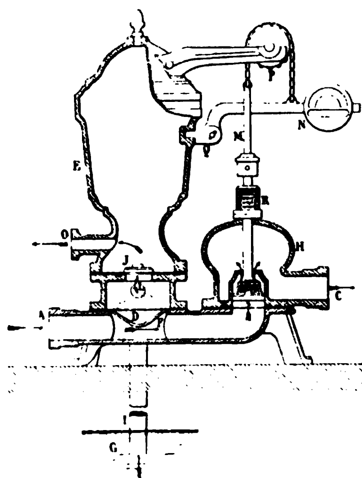


Fig. 636.

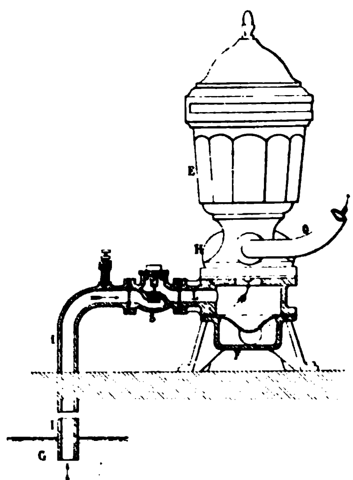


Fig. 637.

l'eau motrice, tout comme le fait M. Bollée pour l'approvisionnement de l'air nécessaire à la marche de son appareil.

La membrane de caoutchouc D en question (*fig.* 636) est serrée entre le corps du

bélier A et la boîte à clapets de la pompe. Lorsqu'on met l'appareil en marche, l'eau arrive et sort par la soupape d'échappement B, qu'elle ferme ensuite, passe dans la cloche du bélier, puis, dans son mouvement contraire, elle produit le vide nécessaire à l'aspiration de l'air et en même temps ce vide fait cintrer la membrane D (*fig.* 637). Au deuxième coup de bélier, la vitesse de l'eau et sa tendance à s'élever lui donnent la forme indiquée en pointillé. Il est facile de comprendre que chaque mouvement de la membrane produit l'aspiration par G et le refoulement par O d'une autre eau que l'eau motrice.

Le bélier ne présente rien de particulier ; c'est exactement le même que le premier de ceux que nous avons décrits, sauf que sa soupape d'échappement est équilibrée par un contrepoids N articulé à un support Q venu de fonte avec le réservoir d'air de la pompe.

Le rendement de cet appareil est d'environ 0,75. Une pompe semblable installée sur le bélier à double effet qu'a construit M. Durozoi lui a permis d'obtenir pour l'ensemble de son appareil le rendement surprenant de 0,95.

Bélier Rife. — Ce bélier (*fig.* 638 à 641), construit par la « Power speciality C° », de New-York, ne diffère en rien, comme fonctionnement, des précédents ; il est seulement remarquable par la forme de ses soupapes.

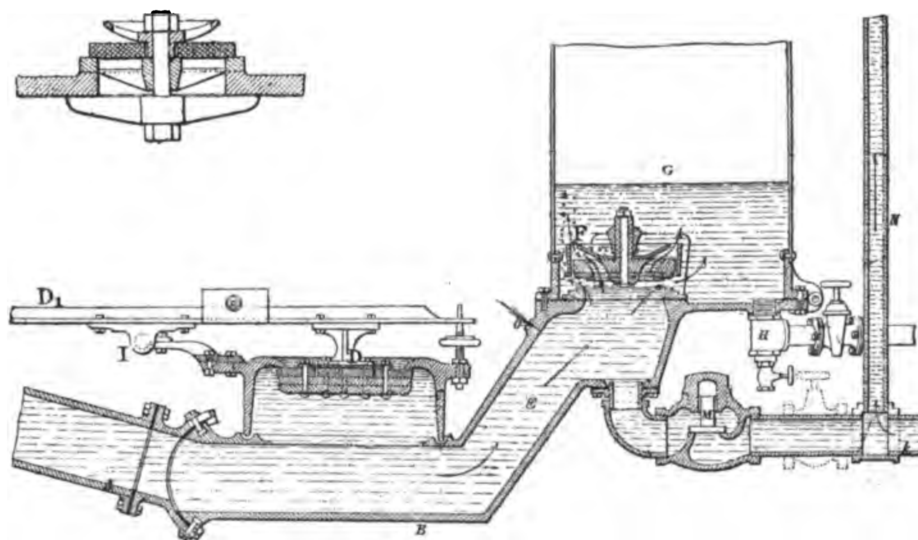


Fig. 638 et 639.

La soupape d'échappement D est constituée par deux disques de métal sur lesquels est fixée une rondelle de cuir ou de caoutchouc. Son axe est solidaire d'un levier D_1 articulé en I sur un support placé sur le corps du bélier.

Ce levier D_1 porte une glissière sur laquelle on fixe un contrepoids qu'on peut déplacer quand la hauteur ou le débit de la chute varie. La course de la soupape est limitée par une butée, réglable par vis, sur laquelle vient frapper le levier.

La soupape d'arrêt F de la cloche se compose d'une rondelle de caoutchouc

serrée entre deux disques de bronze évidés de manière à laisser le passage à l'eau, passage qui s'établit par le cintrage de la rondelle de caoutchouc.

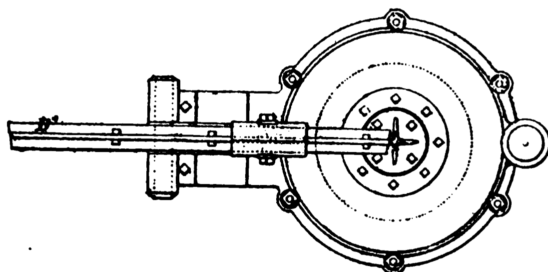


Fig. 640.

L'aspiration d'air se fait par un trou O percé dans la partie haute du corps du bélier.

Ce bélier a été construit avec de grandes dimensions ; on en a fait qui peuvent élever 560 mètres d'eau par jour et fournir un rendement de 0,82.

La figure 638 représente un appareil muni d'ajutages spéciaux pour élever une eau plus pure que l'eau motrice. Toutes les deux passent dans la cloche ; malgré cela, M. Rife explique qu'en raison de la distance des deux soupapes D et F et de leur différence

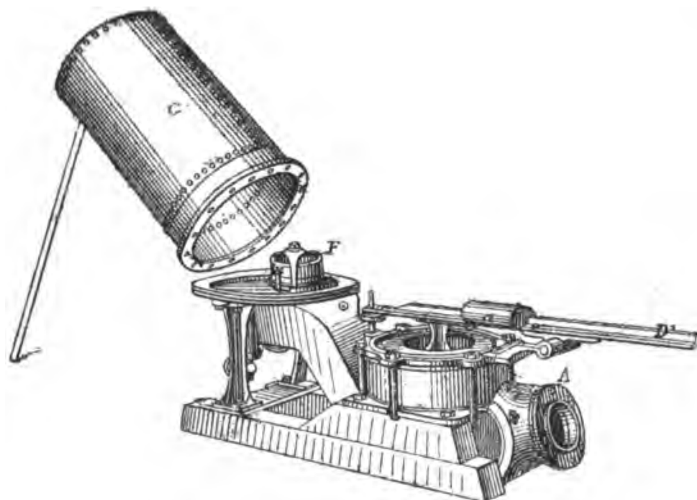


Fig. 641.

de niveau, il peut obtenir l'élévation de l'eau pure sans qu'elle se mélange à l'eau motrice.

Voici quelques données relatives à un bélier Rife ordinaire :

Diamètre du tuyau de chute.	0^m,200
Diamètre de la soupape D.	0^m,450
Poids de cette soupape.	22 kilogrammes
Capacité du réservoir d'air.	590 litres
Diamètre du refoulement.	100 millimètres
Hauteur totale du bélier.	2^m,30
Poids de l'appareil.	1.270 kilogrammes.

Bélier Dorning. — Cet appareil (*fig.* 642) est caractérisé par sa très grande simplicité d'organes.

L'eau sous pression arrivant par B ferme après un certain temps la soupape H, et sa force vive lui fait ouvrir le clapet E. L'eau pénètre alors dans la cloche A et dans le refoulement F. L'air accumulé en M passe aussi en A.

La sensibilité de la soupape H se règle par la position de son contrepoids *e* sur le levier I qui pivote autour de l'axe *t*; et la course de cette soupape est réglée par la vis J et la butée *i*.

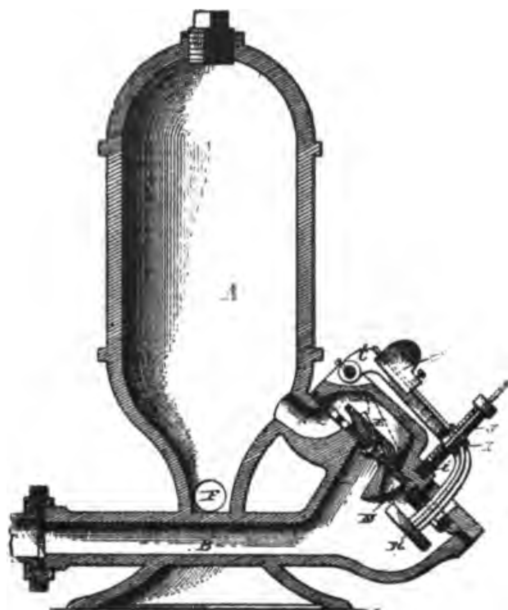


Fig. 642.

Bélier Gelly. — Cet appareil, qui a reçu de son inventeur, M. Gelly, le nom de « pompe automatique », est en effet une pompe automatique aspirante et foulante à double action.

Il se distingue par une extrême simplicité de construction et par l'absence de tout levier, ressort, poids ou contrepoids destiné à régler la marche. Le réglage se fait automatiquement.

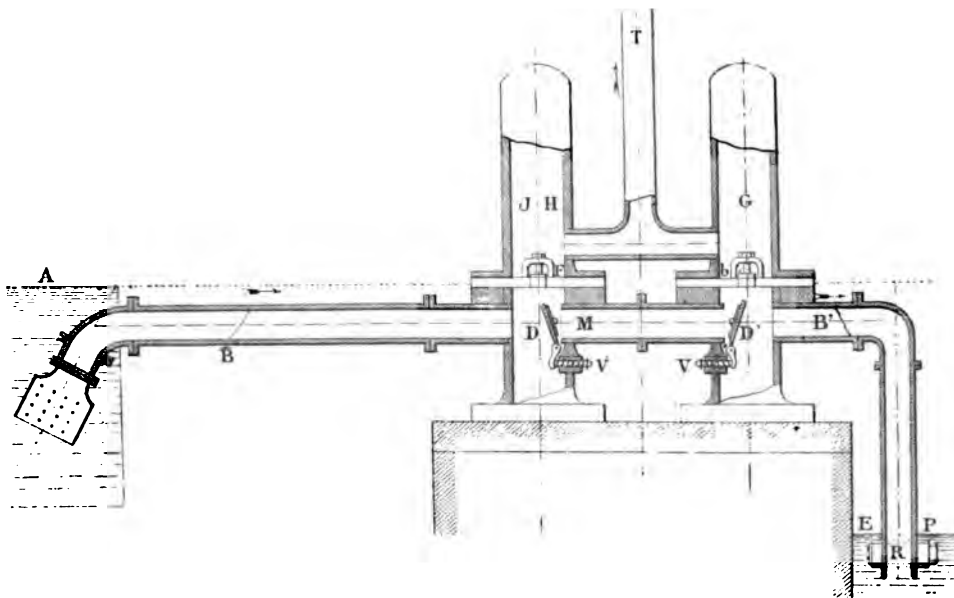


Fig. 643.

La figure 643 donne une coupe de l'appareil. En voici le fonctionnement: Supposons la pompe automatique placée au niveau de la source.

En ouvrant le robinet R, l'eau s'écoule en EP, la vitesse de la veine liquide dans les tuyaux B et B' augmente jusqu'à ce qu'elle ferme le clapet D. Ce clapet divise alors la colonne en deux parties : l'une, la colonne horizontale B, par sa force vive, soulève la soupape F pour entrer en partie dans la cloche JH et pour s'élever dans le tuyau T.

L'autre partie de la colonne d'eau continuant à s'écouler forme le vide en M, et la pression atmosphérique, agissant en EP, lui fait faire un mouvement de recul, occasionne l'ouverture du clapet D, ferme le clapet D' et soulève la soupape *b* ; une partie de cette colonne d'eau rentre dans la cloche G pour s'élever, comme l'autre, dans le tuyau d'élévation ou être dirigée par un tuyau indépendant en tout autre endroit.

Le même phénomène, suivant la chute et la hauteur d'élévation, se reproduit de 20 à 300 fois à la minute et continue jusqu'à ce qu'on veuille l'arrêter en fermant le robinet.

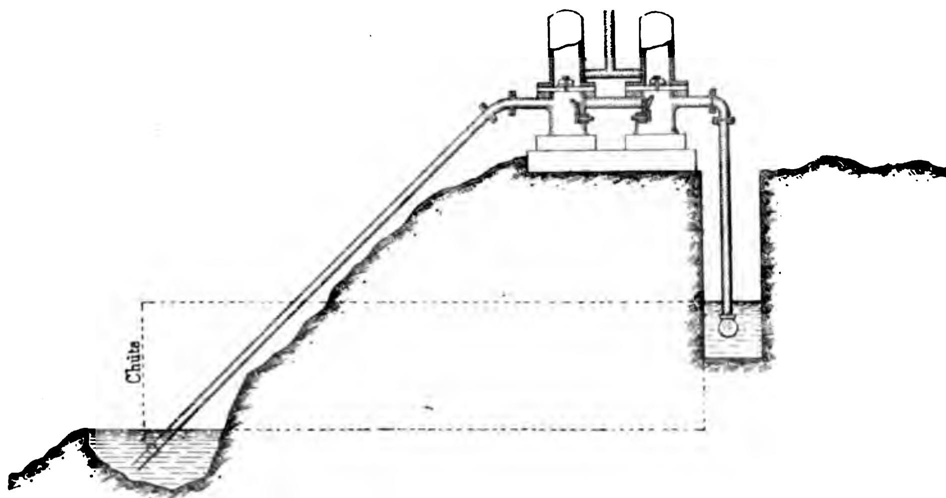


Fig. 643 *bis*.

La figure 643 montre l'une des dispositions du bélier.

L'appareil fonctionne également bien lorsqu'il est placé en siphon, comme le montre la figure 643 *bis*, et c'est là un des avantages importants de la « pompe automatique Gelly ».

Enfin ce système de bélier fournit des rendements très élevés, qui, dans la plupart des installations, atteignent 90 0/0.

B. — MACHINES A COLONNE D'EAU

Hydro-élévateur Durozoi. — Dans cet appareil, l'inventeur a réuni les idées qui lui avaient servi à l'établissement du bélier à double effet et du bélier-pompe précédemment décrits. L'hydro-élévateur, représenté par les figures 644 à 646, comporte en somme un moteur et un élévateur.

Le moteur est constitué par le piston A, mobile dans le cylindre D, par les deux clapets C, C d'admission d'eau, dans la boîte desquels aboutit la conduite d'amenée U, enfin par les deux clapets d'échappement E, disposés latéralement dans une boîte en relation avec le tuyau T d'évacuation d'eau.

L'élévateur est constitué par les deux pistons plongeurs B, boulonnés sur A et mobiles dans les cylindres F, par des clapets d'aspiration en relation avec la conduite B', et par des clapets de refoulement en relation avec la conduite A' d'élévation.

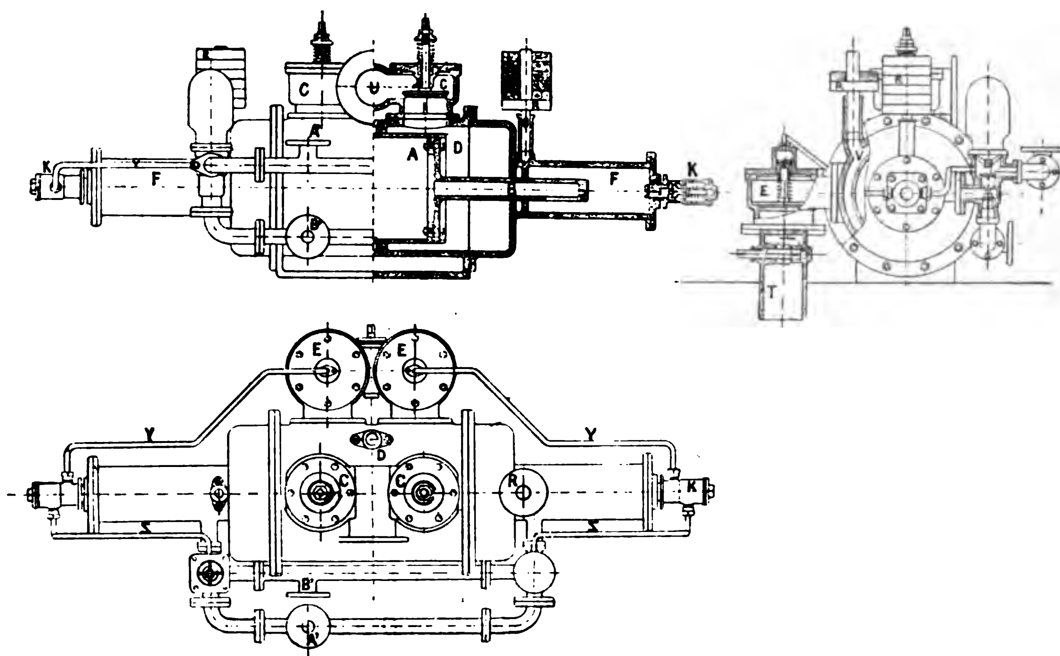


Fig. 644 à 646. — Hydro-extracteur *Durozoi.*

Quelques détails de construction sont à noter. Les clapets E, E sont équilibrés par un levier dont l'axe est à égale distance de chacun d'eux et dans l'axe transversal de la machine; la fermeture de l'un entraîne donc immédiatement l'ouverture de l'autre. Les garnitures des pistons consistent en une pâte antifriction lubrifiante, dont on remplit l'espace annulaire V, et qui est pressée dans cet espace par des poids R; le serrage est automatique; le graissage est bon et l'entretien facile. Enfin, deux soupapes K, K, placées au bout des cylindres F, ont pour mission d'assurer le changement de marche automatique de l'appareil, dont voici le fonctionnement.

L'eau d'amenée arrivant par U trouve ouverts les deux clapets C; mais, un seulement des clapets E étant fermé, elle s'écoule librement de l'autre côté du piston A, acquiert de la vitesse, et finit par fermer le clapet C correspondant. Alors le piston A se met en mouvement ainsi que les pistons B; l'un de ceux-ci aspire dans le cylindre F le liquide à refouler, tandis que l'autre refoule le liquide préalablement aspiré. Le changement de marche se fait automatiquement de la manière suivante: lorsque B arrive au fond de sa course, il ouvre la soupape K et, grâce à la tuyauterie YZ, met en relation le liquide comprimé avec le dessus de la soupape E, actuellement

ouverte : celle-ci se ferme, l'autre s'ouvre, et l'interversion des clapets C s'ensuit nécessairement, ainsi que le changement de sens dans le mouvement des pistons.

Cette machine est robuste et fonctionne régulièrement, même avec des eaux motrices dont le régime n'est pas bien constant.

A la mise en marche, on remplit une fois pour toutes le tuyau A'.

Le piston moteur est creux et son poids est sensiblement égal au poids de l'eau qu'il déplace ; on arrive ainsi à de faibles frottements.

La pression des garnitures, une fois établie, est bien constante, ce qui évite les coincements et l'usure.

La section des pistons est déterminée par le rapport des hauteurs de chute et d'élévation ; mais on donne au piston moteur une prédominance de 15 à 20 0/0 pour compenser les frottements.

Le rendement de cette machine est de 75 à 80 0/0.

M. Durozoi a modifié cet appareil en remplaçant les soupapes de distribution d'eau motrice au grand cylindre par un distributeur cylindrique.

L'appareil de changement de marche (*fig.* 647) n'a pas changé ; seulement, au lieu de se trouver aux extrémités de chaque petit cylindre, il est placé à celles du grand, ce qui ne nécessite pas un aussi long tuyautage.

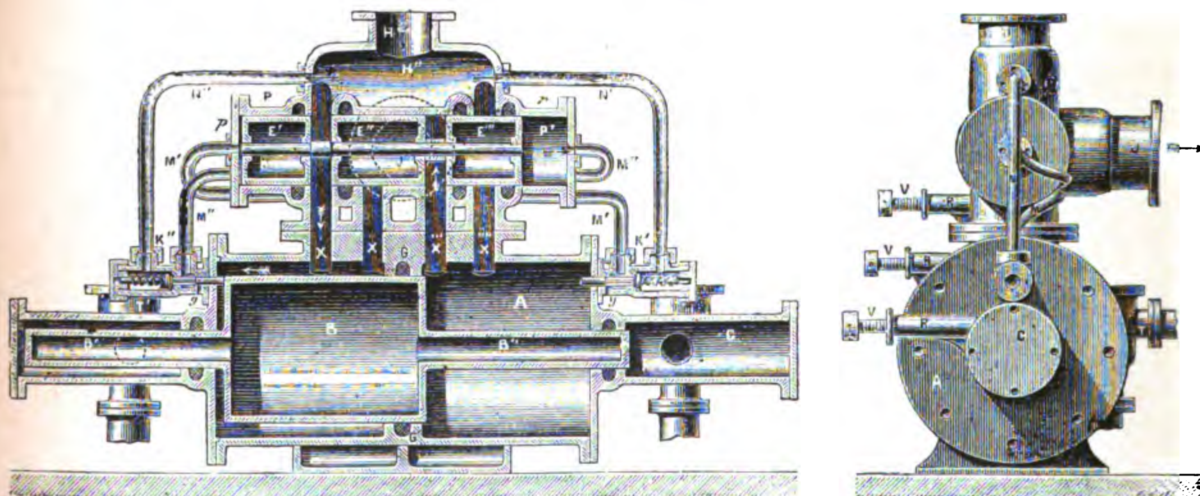


Fig. 647 et 648. — Hydro-élévateur *Durozoi*.

D'après cela, il est facile de suivre le fonctionnement : l'eau motrice arrive en H' dans la caisse du distributeur, passe par X' dans la chambre de gauche du grand cylindre et chasse le grand piston vers la droite. L'aspiration se produit alors dans le petit cylindre de gauche et le refoulement dans celui de droite. Lorsque le grand piston, arrivé à fond de course, a buté sur la tige de la soupape de changement de marche K', la communication s'établit de N' par K' en M' sur la face de gauche du distributeur, qui est ainsi chassé vers la droite et ouvre les orifices X''' et X'' nécessaires, l'un pour l'admission dans la portion de droite du grand cylindre, et l'autre pour l'évacuation dans la partie de gauche.

Cet appareil a été construit pour l'usine élévatoire du service des Ponts et Chaussées de Neuilly (Yonne). Il refoule $2^{lit},50$ d'eau à 46 mètres de hauteur dans

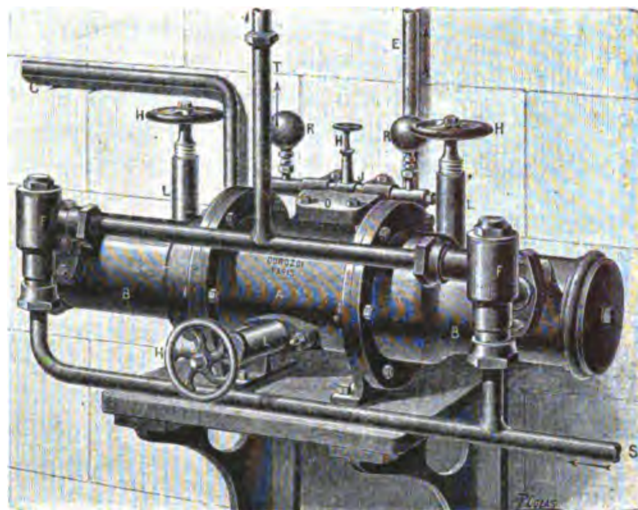


Fig. 649. — Hydro-élévateur pour tout-à-l'égout.

A, Cylindre moteur.
B, B, Cylindres élévateurs.
F, F, Boites à clapet, aspiration et refoulement.
L, L, L, Cheminée de bourrage.
H, H, H, Vis à volants de pression sur la pâte et bourrage.
O, O, Boite de distribution d'eau motrice.
R, R, Réservoir d'air pour régulateur de vitesse.
C, Tuyau de l'eau de source utilisée à la sortie du compteur pour le fonctionnement de l'hydro-élévateur.
E, Tuyau d'eau de source montant dans les étages à sa sortie de l'hydro-élévateur.
S, Tuyau d'apiration de l'eau destinée au service du tout-à-l'égout.
T, Tuyau de refoulement de l'eau destinée à l'alimentation des réservoirs de chasse.

une conduite qui a 1.930 mètres de longueur; la chute motrice n'a que 4 mètres de hauteur et ne débite que 75 litres par seconde. On l'utilise également à la compression de l'air.

Pompe Evans et Hopwood. — Dans le bélier-pompe Durozoi, le piston moteur et le piston de la pompe reviennent à leur position primitive sous l'influence de contrepoids qu'il faut élever au moment du coup de bélier. Dans le système Evans et Hopwood, c'est la pression même du refoulement qui ramène les organes en arrière.

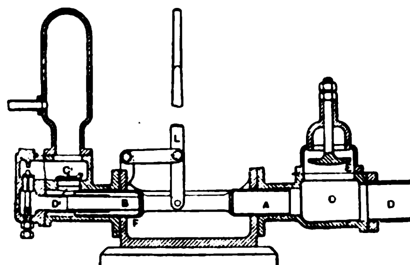


Fig. 650. — Pompe *Evans* et *Hopwood*.

La figure 650 montre la disposition adoptée. Le piston A du bélier est relié au piston à fourreau F, muni du plongeur B. Le fond du cylindre dans lequel se meut ce plongeur porte un clapet qui s'ouvre en grand au moment du refoulement et reste toujours entr'ouvert, même à l'aspiration.

On voit dès lors qu'aussitôt la force vive amortie, le liquide du refoulement viendra appuyer sur le plongeur et déterminera le retrait de gauche à droite des

pistons B, F et A. On pourra, en faisant varier l'ouverture permanente du clapet d'arrière, modifier à volonté la vitesse du mouvement de retour des organes animés d'un mouvement alternatif. Il faut remarquer aussi qu'au moment du refoulement, le piston F obture progressivement, en s'avançant vers la gauche, l'entrée de la soupape c'; il en résulte que le lancé du piston est bien amorti.

L'aspiration se fait par une soupape symétrique de c', et non figurée. Enfin, les leviers L ont pour but de remplir à la mise en marche le tuyau de refoulement et même de permettre d'employer la machine comme pompe à main en cas d'avaries au bélier.

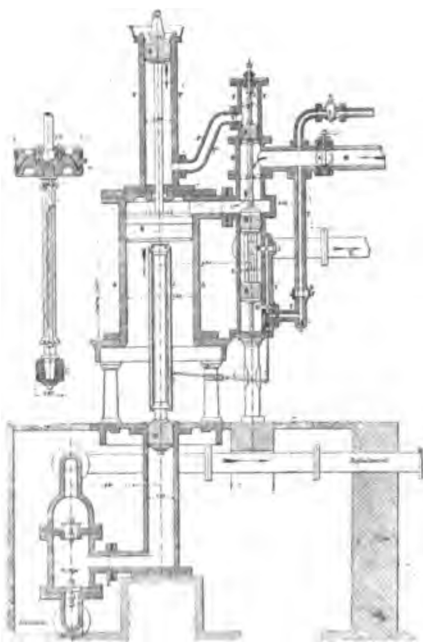


Fig. 651 et 652. — Machine à colonne d'eau verticale et simple effet, système de Reichembach, établie à Illsang (Bavière).

A, Cylindre dans lequel se meut le piston moteur. — B, Piston moteur. La figure 652 montre la disposition spéciale mettant en communication la surface intérieure des garnitures du piston avec la colonne d'eau motrice pendant la descente du piston, ce qui détermine le serrage de la garniture contre le cylindre. — C, D, F, Cylindres dans lesquels se meuvent les trois pistons K, H, G du distributeur. — M, Tuyau d'amenée de l'eau motrice. — E, Tuyau d'évacuation de l'eau motrice. — S, Piston dont la fonction consiste à relever le piston moteur B lorsque ce dernier est arrivé au bas de sa course. — K, Piston mettant le corps de pompe P en communication avec l'eau motrice ou avec le tuyau d'échappement J, suivant qu'il est au-dessus ou au-dessous de l'ouverture V. — H, G, Pistons mettant le corps de pompe A en communication alternativement avec le tuyau d'amenée M de l'eau motrice ou avec le tuyau d'évacuation E. — p, p', Petits pistons commandés par les taquets t et t' (fixés sur la tige du piston moteur B) au moyen du levier I. Le piston p, par sa position au-dessous ou au-dessus de l'orifice O, détermine la descente ou la montée du distributeur KHG. — U, Piston de la pompe. — a, Valve. — b, Robinet à air.

Machine à colonne d'eau verticale à simple effet de Reichembach (*fig.* 651 à 654). — Cette machine a été installée à Illsang (Bavière), pour commander une pompe destinée à élever l'eau salée des mines au niveau du sol. La hauteur d'élévation est de 380 mètres. La machine est mue par une chute.

La distribution s'opère par soupape équilibrée. Le cylindre A de la machine est supporté par quatre colonnes et n'a qu'un seul fond qui ferme la partie supérieure, tout en laissant le passage à la tige réunissant les pistons de diamètres inégaux B et S. Dans le même axe, mais à la partie inférieure, se trouve la pompe dont le piston U est également solidaire du piston B.

Parallèlement au grand cylindre se trouve le tiroir comprenant trois pistons liés rigidement entre eux et dont deux, H et G, sont de diamètres égaux. Les cylindres dans lesquels ils se meuvent sont en communication :

1° Avec le bief d'amont de la chute qui commande la machine M ;

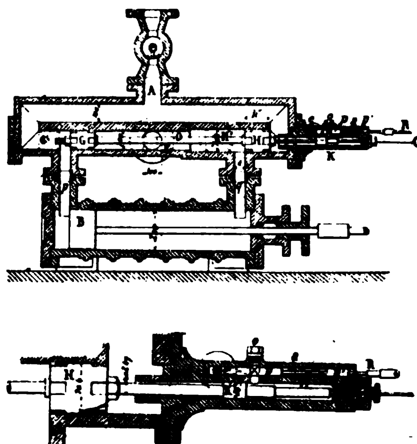
2° Avec le bief d'aval E ;

3° Avec le cylindre A ;

4° Avec le petit cylindre P, dans lequel se meut le piston S. Un tube T établit en outre la communication entre le tuyau M d'amenée de l'eau motrice et le cylindre

auxiliaire dans lequel se meuvent deux petits pistons p et p', dont le mouvement est solidaire de celui de la tige du piston principal par le balancier I mû par les taquets t et t'.

Cette petite distribution est destinée à agir sur les pistons G et H, qui assurent eux-mêmes la distribution du grand cylindre. Voici d'ailleurs comment fonctionne la machine :


Fig. 653 et 654.

Supposons tous les organes dans la position de la figure 651, c'est-à-dire un peu avant la fin de course. L'eau arrive par M et D dans le cylindre A sur le piston B qu'elle fait descendre. Le taquet t' bute sur l'extrémité du levier I ; les deux pistons p et p' remontent, et la communication entre M et le dessous de G se trouve établie par oo'. Les trois cylindres K, H et G sont alors soumis à l'action de la pression motrice ; mais les efforts agissant sur H et G étant de sens contraire s'annulent, et l'ensemble obéit à la pression que K reçoit de bas en haut. L'introduction, par ce fait, se trouve fermée au grand cylindre A, tandis qu'elle peut s'effectuer au-dessous de S, dans P, par le conduit P'. Le piston remonte alors et évacue dans l'aval par le conduit o'' avec lequel il se trouve en communication.

De la même manière, le taquet t rencontre le balancier I peu de temps avant la fin de la course ascendante, et le mouvement de p et p' provoque celui de G, H, K, et l'admission dans A se produit de nouveau.

Une valve a interposée sur la conduite M permet, en faisant varier l'arrivée d'eau, d'augmenter ou diminuer la puissance de la machine.

Les pièces de cette machine sont toutes construites en bronze dur, qui a l'avantage de mieux résister à la corrosion de l'eau salée que le fer ou la fonte.

La hauteur de la chute motrice est de 116 mètres ; mais, bien que cette machine ait l'avantage de ne nécessiter que peu de soins et de surveillance, elle a l'inconvénient d'avoir un faible rendement : 50 0/0 environ.

Machine à double effet (système Reichembach). — La figure 654 représente une pompe à double effet du même auteur. Cette pompe est disposée horizontalement.

Elle est installée aux mines de sel de Saint-Nicolas-Varangeville (Meurthe-et-Moselle).

Machine à colonne d'eau à double effet (système Hillenbrand). — M. Hillenbrand, de Mannheim, a construit une machine à colonne d'eau dont les figures 655 et 656 donnent la disposition.

K est le piston qui, par son déplacement dans H et H', aspire, puis refoule le liquide à refouler.

t est, au contraire, le tiroir-piston distribuant l'eau motrice sur l'une ou l'autre face de K.

f est un système mécanique relié au tiroir *h*, lequel distribue une partie de l'eau motrice à droite ou à gauche de *t*.

Voyons comment fonctionne cette machine :

L'eau entre dans la chambre E, et, dans la position de la figure, se divise en deux parties : l'une passe de Q dans R, puis pénètre dans le canal q' à droite du piston K, qui va être ainsi poussé vers la gauche ; l'autre passe par le canal C, puis par le canal *y* et, soulevant le clapet *r*, vient maintenir le piston *t* dans sa position.

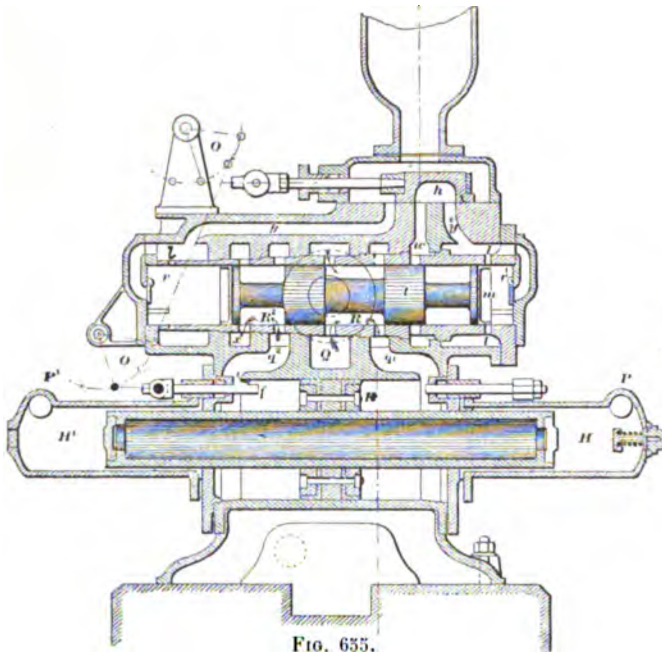


Fig. 655.

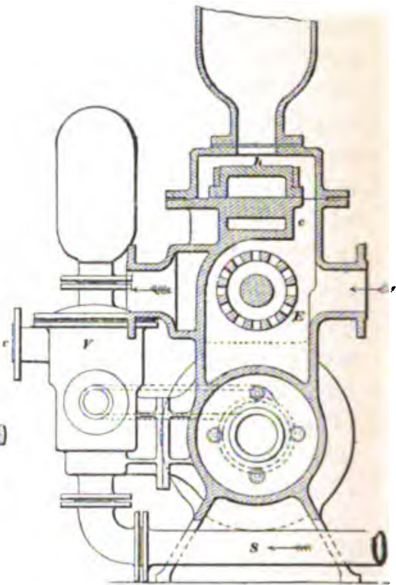


Fig. 656.

Le mouvement de K de droite à gauche a pour conséquences : l'aspiration d'une certaine quantité de liquide dans H par P ; le refoulement par P′ du liquide contenu dans H′, et, enfin, l'échappement par q^2, R^2 et x de l'eau —jadis motrice— qui reste encore à gauche de K.

Lorsque K arrive à fond de course, il pousse le levier *f*, qui est cinématiquement lié au tiroir *h*, ce dernier prend alors une position telle qu'il découvre y^2 pour couvrir *y* et *w*. Alors l'eau motrice qui passe par *c* et y^2 soulève *r′* et vient pousser la valve *t* vers la droite, l'eau emmagasinée à gauche remontant par *ly* et s'échappant par *w*. Mais, dans la nouvelle position, le tiroir-piston *t* met Q en relation avec R^2 et Q^2 : aussi le reste de l'eau motrice suit-il ce chemin pour venir exercer son action sur la face gauche du piston K, qui change alors de sens, refoulant par P le liquide qu'il avait aspiré et en aspirant de nouveau par P′.

Le mouvement alternatif s'établit ainsi.

La figure montre la disposition de la boîte à soupapes V dans laquelle aboutissent les tuyaux P et P′.

Une expérience faite avec un petit modèle de ce type a donné les résultats suivants : Le piston avait 102 millimètres de diamètre et les plongeurs 51 millimètres ; la course était de 152 millimètres. La machine faisait 30 coups de piston à la minute

et refoulait à $18^{m},30$ de hauteur 1.824 litres à l'heure ; elle utilisait pourcela 7.366 litres d'eau à une pression de $6^{m},096$. Le rendement était donc 74 0/0 pour un travail utile un peu supérieur à $\frac{1}{9}$ de cheval. C'est l'appareil qui est représenté dans les figures ci-dessus.

Machine à colonne d'eau à double effet Banninger. — Installée à Neuhausen (Suisse), cette machine a pour but, en utilisant une partie de la force motrice produite par la chute de 11 mètres que fait le Rhin en cet endroit, d'élever à 111 mètres d'altitude l'eau nécessaire à l'alimentation de la ville, dont la faible importance et, par suite, les faibles moyens nécessitaient un matériel à la fois peu coûteux et demandant peu d'entretien.

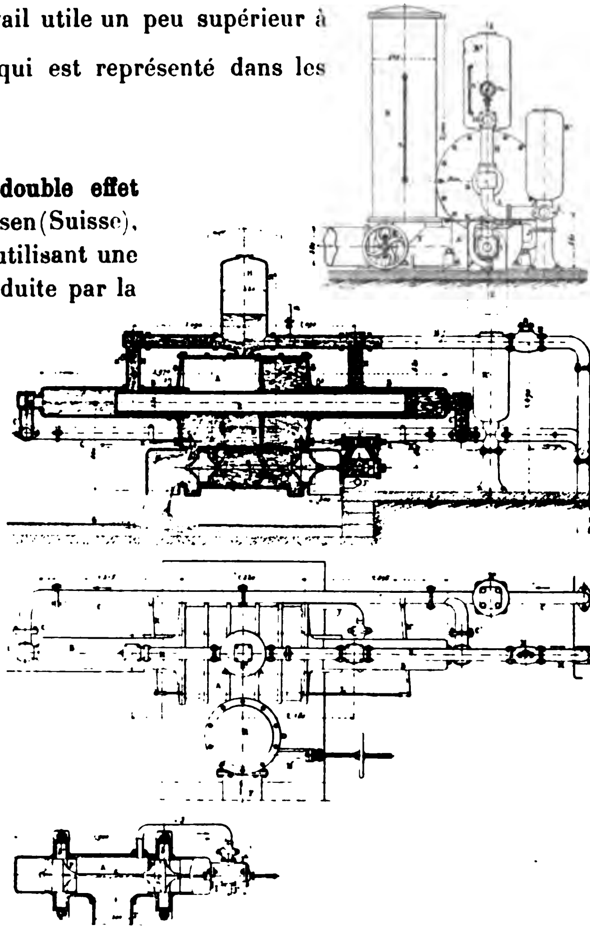


Fig. 657, 658, 659 et 660.

La machine que nous allons décrire (*fig.* 657 à 663) répond bien à ces conditions. Elle se compose d'un cylindre moteur A venu de fonte avec un socle qui renferme le distributeur. Les fonds B forment les corps de pompes et le piston D a pour tige le plongeur E. Un autre petit cylindre I dont le piston *p* est lié aux pistons P, P, du distributeur est muni d'un tiroir *g* et constitue un second moteur, mais beaucoup plus petit, actionnant le mécanisme du premier. La tige *g* passe dans le cylindre A, d'une part, et est articulée au levier oscillant K′, lequel est réuni par la bielle L à un butoir semblable *h′* qui traverse l'autre fond de cylindre. Lorsque le disque D arrive à fin de course à droite ou à gauche, il fait mouvoir par les butoirs *h* ou *h′* le tiroir du cylindre dont les extrémités sont en communication par I_2J avec l'eau motrice, tandis que la partie moyenne communique avec l'échappement.

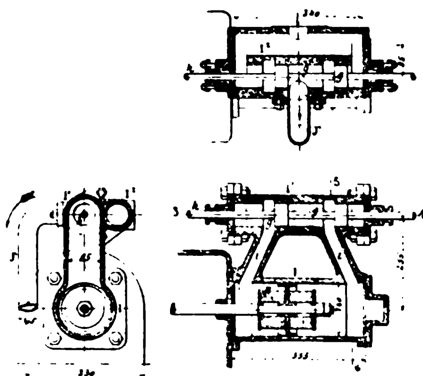


Fig. 661, 662 et 663.

La figure 657 représente la machine au moment où l'admission se fait à droite

du piston D. Il y a aspiration par c' dans la pompe de droite et refoulement dans celle de gauche par H'. En arrivant à fin de course, D bute sur h' et entraîne vers la gauche les deux petits pistons du petit tiroir. L'admission se produit alors sur la face de droite de p, et le distributeur PeP du moteur principal va participer au mouvement de droite à gauche ainsi provoqué, ouvrant en b l'échappement dans l'aval G et en b' l'admission de l'eau motrice arrivant par la canalisation F. Le mouvement de D à ce moment changera de sens et se produira vers la droite, et ainsi de suite.

La machine et la pompe sont munies de réservoirs d'air sur les conduites d'amenée et de décharge pour éviter les chocs et les coups de bélier, et les soupapes d'admission et d'échappement sont pourvues de ressorts qui les rappellent plus vivement sur leurs sièges.

Ainsi installée, cette machine permet de refouler 430 mètres cubes d'eau en vingt-quatre heures en consommant 6.000 mètres cubes. Le rendement obtenu, 0,706, est très bon.

Voici quelques données de cette machine que nous extrayons de la publication industrielle d'Amengaud :

Diamètre du piston moteur.	860 millimètres
Surface du piston moteur.	$58^{dm^2},08$
Diamètre de la tige.	220 millimètres
Section de la tige.	$3^{dm^2},80$
Surface nette du piston (différence)	$54^{dm^2},28$
Hauteur de la chute motrice	11 mètres
Dépense d'eau motrice par seconde.	80 litres
Nombre de coups de piston par minute.	8,5
Course du piston moteur.	975 millimètres
Durée d'un coup simple.	$7^{sec},06$
Volume engendré par coup simple.	$529^{lit},23$
Course du plongeur.	975 millimètres
Volume engendré par coup simple.	$37^{lit},05$
Hauteur d'élévation.	111 mètres.

Machine à colonne d'eau verticale à simple effet, système Juncker. — Les figures 664 à 666 donnent l'installation faite par Juncker pour l'épuisement des mines de plomb argentifère de Huelgoat (Finistère).

La machine est attelée directement par une tige qui a 209 mètres de long à la pompe aspirante et foulante à simple effet, qui n'a d'autre particularité que d'aspirer lorsque son piston descend et de refouler quand il remonte, cela parce que la tige, très longue, travaille mieux à l'extension qu'à la compression.

Le poids de cette tige sert à provoquer le mouvement de haut en bas ; il est même trop fort ; aussi on a dû, pour l'équilibrer, placer la machine à 14 mètres au-dessous du niveau d'aval, de façon à donner à l'eau de refoulement une certaine pression qui s'oppose à la descente brusque.

La distribution ressemble beaucoup à celle de la machine de Reichembach. Le tiroir G se meut dans un cylindre communiquant en haut avec l'amont A, en bas avec

l'aval E, et au milieu avec le cylindre Y. Deux autres pistons H et I lui sont réunis par une tige et servent à l'équilibrer. Le mouvement de cet ensemble est produit par l'action de la tige du piston B sur celle *i* de deux pistons *p* et *p'* également équilibrés, se déplaçant dans un cylindre dont la partie centrale est en communication avec l'amont par *a* et la partie inférieure avec l'aval par *e* et enfin la partie annulaire

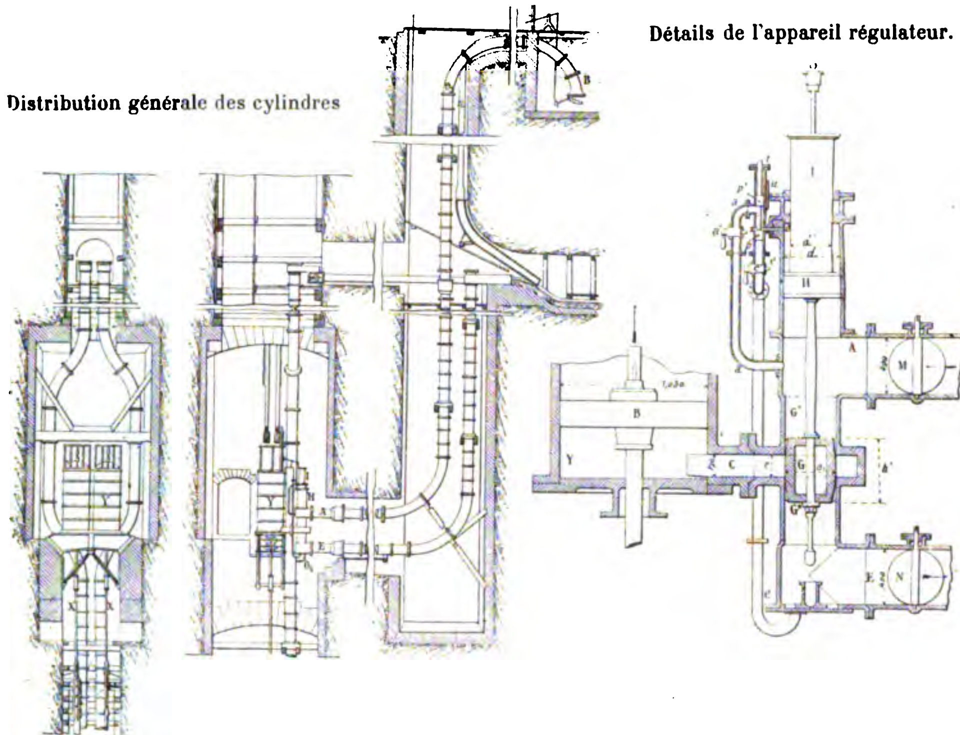


Fig. 664, 665 et 666. — Machine à colonne d'eau verticale et à simple effet, établie par Juncker aux mines de Huelgoat (Finistère).

A, Tuyau d'amenée de l'eau motrice. — B, Piston moteur. — C, Orifice d'entrée et de sortie de l'eau motrice dans le cylindre moteur. — E, Tuyau d'évacuation de l'eau motrice. — G, Piston mettant le cylindre moteur en communication avec le tuyau d'amenée A ou avec le tuyau d'évacuation E, selon qu'il occupe la position G″ ou G′. Ce piston est relié au piston H que l'on fait monter ou descendre à l'aide des petits pistons *p* et *p'* qui sont manœuvrés par la machine elle-même. — *a*, Tuyau amenant l'eau motrice entre les pistons *p* et *p'*. — *e*, Tuyau mettant la partie inférieure du corps de pompe des pistons *p* et *p'* en communication avec le tuyau d'évacuation E. — *o*, Orifice donnant accès à l'eau motrice sur le dessus du piston H, lorsque les pistons *p* et *p'* occupent la position indiquée sur le dessin. — *u*, Petit tube mettant le dessus du piston *p'* en communication avec l'eau motrice.

supérieure avec la pression d'amont qui lui vient par le tuyau *u*. Cette section annulaire est calculée de manière que la pression invariable qu'elle reçoit, plus le poids de *p* et de *p'*, puisse être contre-balancée par celle que reçoit *p* du côté de l'aval. Il est facile de voir maintenant que l'effort nécessaire au mouvement de l'ensemble du distributeur sera insignifiant.

Fonctionnement. — Le piston B, en arrivant à fond de course, a établi par son action sur *i* la communication entre le bief d'amont et le dessus du piston H par A*ao*. La résultante des pressions sur les pistons H, I, G les entraîne vers le bas, et l'intro-

duction C se trouve débouchée; le piston B monte. A fin de course vers le haut, il remonte la petite tige *i*, qui entraîne *p* et *p'*. Le conduit *o* débouche alors dans le refoulement par *e*, et l'ensemble IHG, obéissant à la pression d'amont sous H, remonte et fait communiquer Y avec l'échappement E.

Le diamètre du cylindre Y est de $1^m,03$ et la course du piston B de $2^m,30$; il fait dix allées et venues par minute. La vitesse de la machine peut d'ailleurs être réglée par l'ouverture plus ou moins grande des robinets *a'* et *e'*, placés sur les conduites allant au régulateur. Le rendement est de 62 à 65 0/0.

Machine à colonne d'eau Hathorn, Davey et Cie. — La maison Hathorn, Davey et Cie a installé au puits Lhuillier, à Fuveau, pour la Société des Charbonnages des Bouches-du-Rhône, une machine à colonne d'eau horizontale à double effet qui actionne une pompe d'épuisement.

L'eau motrice n'est pas fournie par une chute; elle est comprimée à la surface à la pression de 42 atmosphères par des compresseurs mus par une machine compound horizontale à deux cylindres.

La machine à colonne d'eau est en réalité l'ensemble de deux moteurs à simple effet accouplés sur une même tige. Elle se compose (*fig.* 667 à 674) de deux cylindres en fonte ayant un plongeur commun *l* (*fig.* 670) auquel est fixée une tige *h* portant le coulisseau *d*. Chaque cylindre est muni d'une tubulure verticale sur laquelle se fixe la boîte de distribution *b* ou *b'*, en communication par *a* avec l'admission, par *s* avec l'échappement, et enfin par *x* ou *y*, tantôt avec l'admission, tantôt avec l'échappement. Ce changement est produit au moyen du petit tiroir *c*, dont la tige est commandée par *k*, *g*. Le butoir *e* ou *f* est mis en mouvement à fin de course du moteur.

Les figures 671 à 674 donnent à une plus grande échelle et en coupe la disposition des boîtes distributrices *b* et *b'*. Elles contiennent à l'intérieur un manchon H, ajusté à frottement doux, et pouvant faire joint par *ss* sur le siège s_1s_1. A l'intérieur de ce manchon peut se déplacer une tige qui porte un piston à chaque extrémité. La pression de l'eau motrice s'exerce constamment au-dessous de N et au-dessus de L, ainsi qu'au-dessus de la surface annulaire supérieure de H, tandis que la pression de l'échappement ne s'exerce que sous la surface annulaire inférieure de H. Le mouvement de l'ensemble se produit lorsque le petit tiroir C admet l'eau motrice (*fig.* 672).

Reportons-nous au schéma (*fig.* 670) pour suivre le fonctionnement : le piston *l* se déplace vers la droite, et, peu de temps avant d'arriver à fin de course, *d* va entraîner *f*, et le petit tiroir va prendre un mouvement vers la gauche. Il démasque ainsi l'orifice *y* et fait communiquer *x* avec l'échappement. Le dessus du piston N de b^1 va alors recevoir la pression de l'eau motrice et vaincre la force qui le maintenait collé à la partie supérieure; l'admission de ce côté sera fermée et l'échappement ouvert, pendant que le contraire va se produire en *b* d'une façon analogue. Le dessus du piston N de *b* ne supportant plus que la pression de l'eau d'échappement au lieu de la pression de l'eau motrice, la résultante des efforts auxquels sont soumis N et L change de direction et ouvre en montant l'échappement ss_1 (*fig.* 674).

Les pompes ont leur plongeur attelé directement par la tige *h* à celui du moteur. Elles sont aussi à simple effet; mais leur ensemble constitue une pompe à double effet.

La hauteur de refoulement est de 93 mètres, et l'ensemble de l'installation com-

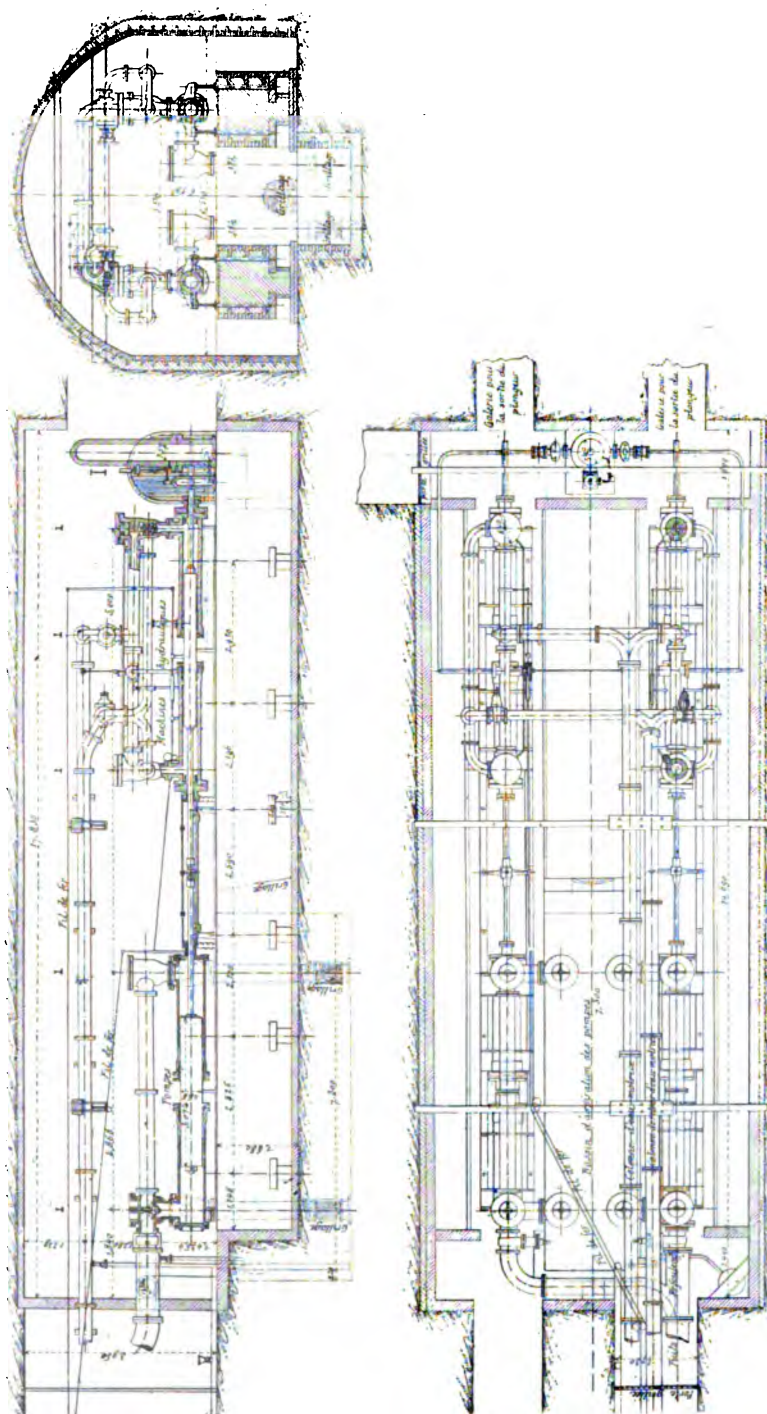


Fig. 667, 668 et 669.

prend deux machines semblables à celle que nous venons de décrire, disposées

parallèlement. Les tiges *f* de commande du tiroir sont mises en relation avec la salle

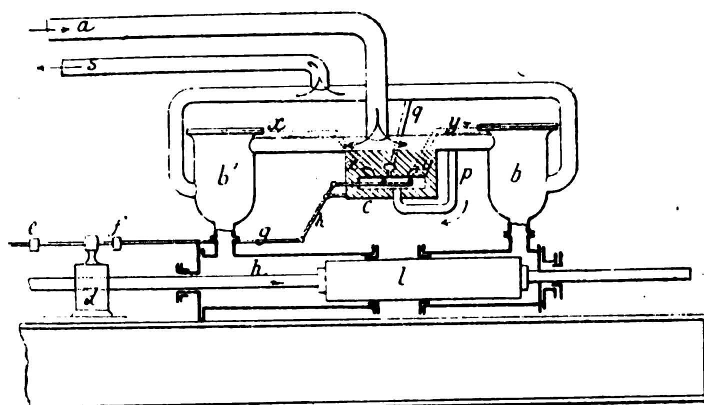


Fig. 670.

des machines à la surface par des fils de fer, de telle sorte qu'on peut mettre en marche d'en haut.

La quantité d'eau motrice dépensée est de 2.357 litres par minute ; elle retourne

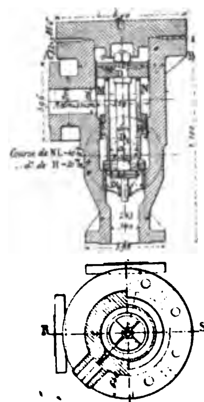


Fig. 671.

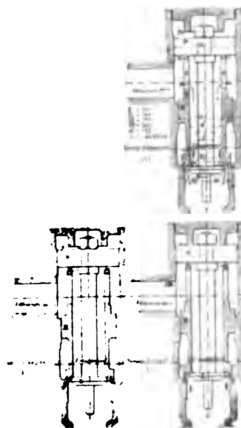


Fig. 672, 673 et 674.

par une conduite spéciale au compresseur. La quantité d'eau élevée est de 6 mètres cubes par minute.

Machine à colonne d'eau horizontale à double effet, système Roux. — Tout en simplifiant le mécanisme de la distribution des machines à colonne d'eau, M. Roux est arrivé à augmenter beaucoup leur vitesse. Voici d'ailleurs la description de celle qui a été construite par MM. Crozet et Cie pour l'épuisement du puits Saint-Pierre (Creusot).

Le corps proprement dit de la machine (*fig.* 675 à 678) ne diffère pas de ceux des machines du même genre : toujours un piston M se déplaçant dans un cylindre L dont les deux fonds forment corps de pompe. Les plongeurs C, C sont fixés sur la

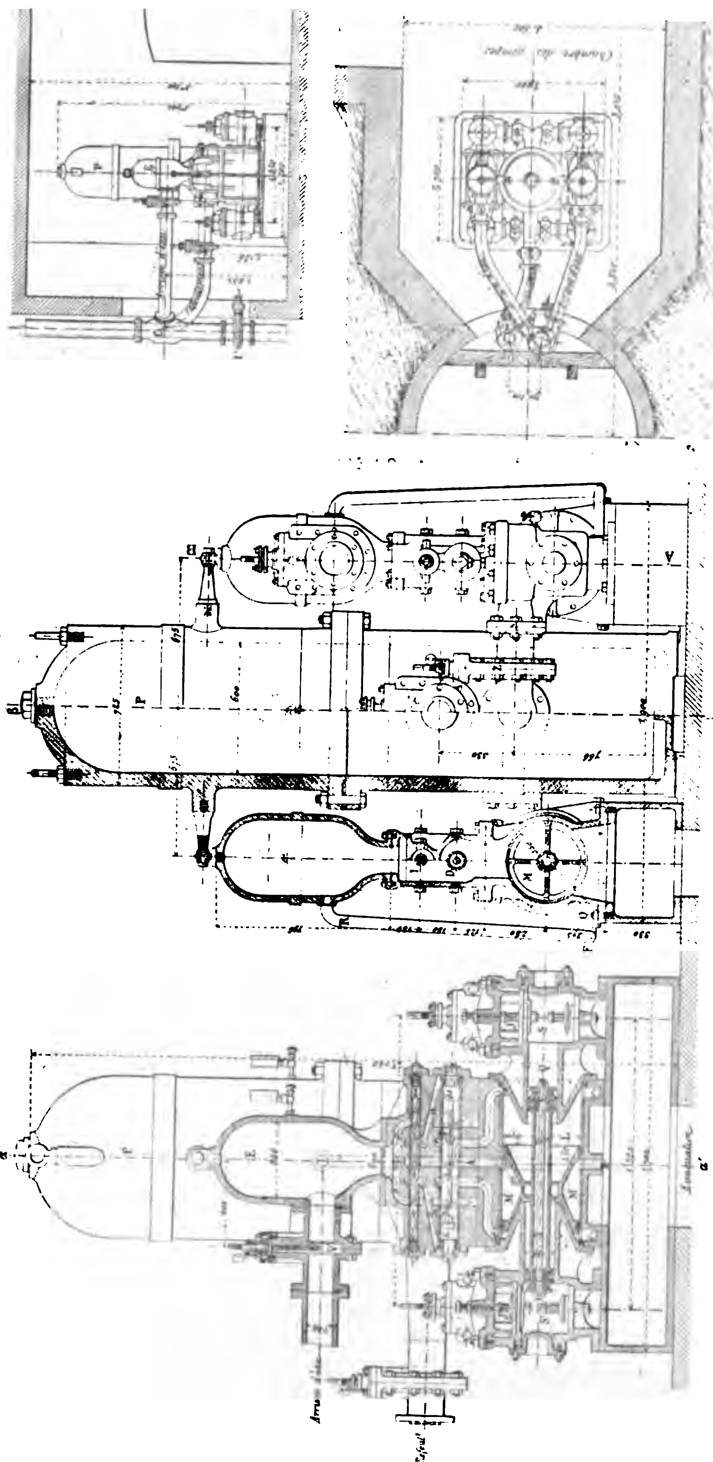


Fig. 675, 676, 677 et 678.

même tige que M. Le distributeur se compose de deux séries de chacune quatre pistons montés sur une même tige et se déplaçant dans un cylindre de dimensions appropriées. Le piston moteur démasque, peu de temps avant chaque fin de course, des conduits *m* et *n* dans lesquels passe l'eau sous pression destinée à provoquer le mouvement du petit distributeur, lequel provoque ensuite celui du grand et ce dernier celui du piston moteur.

La coupe (*fig.* 675) nous montre la machine au moment où il y a admission sur la face de gauche du piston par *p*G et échappement par G_1A. Le piston se place de gauche à droite ; avant d'arriver à fond de course, il démasque *m* et livre passage à l'eau motrice qui va agir sur la face de droite de a_4, et naturellement le chasse, ainsi que tous ceux de la même tige, de droite à gauche. Alors l'eau sous pression passe entre a_3 et a_4 dans le conduit *v* et arrive sur la face de droite de b_8, qu'elle chasse vers la gauche. L'admission se trouve par ce fait ouverte à droite du piston moteur par pG_1. L'opération inverse se produit à l'autre fin de course.

L'installation comprend deux machines semblables à celle-ci, disposées symétriquement par rapport à un réservoir d'air P (*fig.* 676), situé sur l'arrivée de l'eau motrice. Elles sont mises en marche au moyen d'une partie de l'eau qui tombe de 85 mètres. L'autre partie est élevée par les machines au niveau du sol, distant de 360 mètres.

D'après M. de Biauzat, ingénieur directeur des Houillères du Creusot, le rendement de l'ensemble est de 0,61. La vitesse est de 50 allées et venues par minute, ce qui a permis pour le même débit de réduire les dimensions de la machine dans une proportion très sensible.

Pompe à colonne d'eau Weatherhead. — M. Weatherhead, constructeur à Cleveland (Ohio), a fait breveter en 1899 une machine à colonne d'eau verticale à double effet (*fig.* 679 à 681).

L'appareil se compose de deux cylindres en fonte de dimensions à peu près égales placés l'un au-dessus de l'autre et dans lesquels se déplacent les pistons L et H réunis par une tige M. La pompe est également à double effet ; elle occupe la partie supérieure.

Le moteur contient dans sa partie inférieure toute sa distribution, qui se compose de trois soupapes B, C, G ayant une douille commune et coulissant sur un tube central F dans lequel se meut une tige de piston P. Le mouvement de P est obtenu au moyen du taquet que cette tige porte à son extrémité et sur lequel les deux bouts de M viennent buter alternativement.

La coupe (*fig.* 681) à une plus grande échelle permet de suivre le fonctionnement tel qu'il est représenté ; le piston H redescend ; l'eau motrice arrive par 2, 4, 5, tandis que l'échappement se produit par 7, 5, 6 et 3. Avant la fin de course, M bute sur P qui, après avoir dépassé les trous 10, comprimera l'eau du tube F, laquelle, en sortant par 9, provoquera la montée du système de soupapes. L'admission se fera alors par 2, 5, 7 au-dessus de H, qui remontera et refoulera l'eau autrefois motrice par 8, 4, 3. La soupape G est munie d'une gorge qui permet, lorsque le distributeur monte à sa position haute, de faire communiquer l'arrivée d'eau sous pression par 10 et 9 avec le dessous de la soupape B pour aider à l'effet de la pression produite par la petite tige F.

Cette pompe se construit généralement avec des dimensions assez faibles et

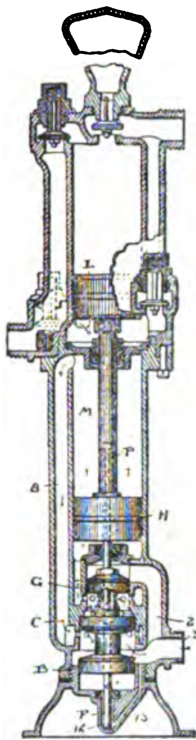


Fig. 679.

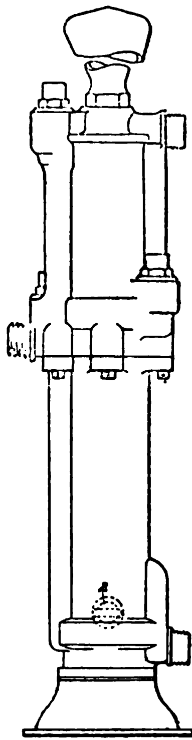


Fig. 680.

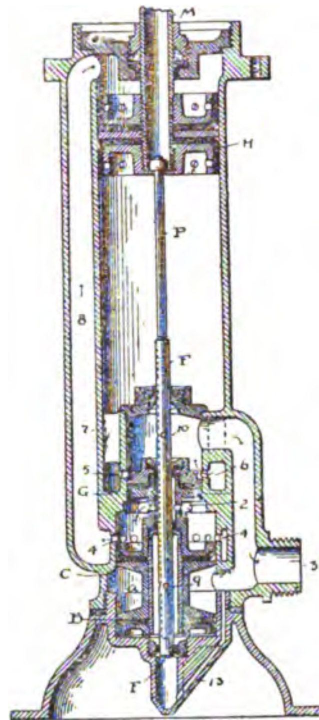


Fig. 681.

peut, dans ces conditions, servir à élever l'eau pure des puits ou citernes en utilisant la pression d'une eau impure.

Machine d'épuisement à colonne d'eau de Kaselowsky. — Nous allons décrire les machines construites, d'après les plans de MM. E. Kaselowsky et Prött, par la Berliner Maschinenbau-Actien-Gesellschaft, anciennement L. Schwarzkopff. Les ingénieurs ont cherché, avant tout, à combattre l'influence exercée sur le fonctionnement des machines à colonne d'eau par son incompressibilité. En premier lieu, on a intercalé dans la conduite de l'eau sous pression des accumulateurs à air comprimé système Prött-Seelhoff, qui servent de compensateurs de pression. On sait que, dans les installations de ce genre, on ne peut faire usage des réservoirs d'air, qui seraient très rapidement absorbés par l'eau en mouvement. En second lieu, les machines sont établies de façon que toutes les colonnes d'eau soient animées d'un mouvement uniforme. On a réalisé cette dernière condition au moyen d'une distribution spéciale.

Un autre inconvénient des machines à colonne d'eau, consistant en ce que l'eau sous pression doit être constamment renouvelée, a été supprimé d'une façon très simple : Au lieu de laisser l'eau sous pression, après qu'elle a accompli son travail, s'écouler dans le puisard, et de l'aspirer par la pompe d'épuisement en même temps que l'eau du puits, on la fait se déverser, au sortir de la distribution, par une con-

duite de retour placée au-dessus du sol, dans un réservoir d'où elle revient aux pompes. De la sorte, on emploie constamment la même eau sous pression, ce qui entraîne deux avantages : 1° on ne consomme que la quantité d'eau sous pression nécessaire pour combler les pertes par défaut d'étanchéité ; 2° on peut ajouter à l'eau sous pression une huile soluble, ce qui supprime la nécessité d'un graissage spécial des pistons et des cuirs emboutis et diminue d'une façon notable l'usure de ces organes.

En outre, on a, dans les installations récentes qui font l'objet de cette note, fait usage pour la première fois de pressions de 200 à 300 atmosphères, ce qui accroît considérablement le rendement et permet de donner aux pompes, aux conduites et aux distributions des dimensions suffisantes.

Dans la première installation, exécutée en 1891, au puits de Brommerbank, près de Witten, on a fait choix, pour la pompe souterraine, d'une pompe triplex, du système Prött, pour réaliser le mouvement uniforme des colonnes d'eau. Cette pompe marchait à 65 et 70 tours par minute avec un rendement de 68 à 69 0/0. Mais, malgré ce résultat déjà très encourageant, les pompes triplex furent remplacées par des pompes à pistons plongeurs doubles du système Kaselowsky, dont deux disposés l'un à côté de l'autre, et qui se règlent mutuellement d'elles-mêmes. Cette disposition permet de réaliser un mouvement encore plus uniforme de l'eau.

En outre, dans la disposition qui nous occupe, toute la force disponible est transmise directement au piston de la pompe, sans aucun organe intermédiaire, tandis que, dans les pompes triplex, une partie de la force doit être transmise par le mécanisme de la manivelle. La perte due à l'ancienne disposition peut se chiffrer par 7 à 8 0/0 environ ; en effet, dans une installation à disposition nouvelle du puits Gottessegen, qui, au point de vue du débit et de la hauteur du refoulement, est identique à l'installation de Brommerbank, on a trouvé, au lieu de 68 à 69 0/0, un rendement de plus de 75 0/0.

Pompe triplex du puits Brommerbank. — Dans cette pompe (*fig.* 682 à 684), l'eau sous pression est amenée au moteur par des tubes fixes percés de trous. Les cylindres qui attaquent un arbre à 3 manivelles écartées de 120° glissent le long de ces tubes, et l'arbre commande au moyen d'excentriques les organes de distribution disposés pour chaque cylindre (*fig.* 685), de façon que l'eau sous pression soit amenée successivement aux tubes.

Les dimensions principales de la pompe sont les suivantes:

Diamètre des tubes	100 millimètres
— des pistons	265 —
Course	100 —
Diamètre de la conduite d'amenée de l'eau sous pression.	50 —
— — de retour — —	60 —
Pression de l'eau	200 atmosphères
Diamètre de la conduite de refoulement	280 millimètres
Hauteur de refoulement	230 mètres
Débit	$4^{m3},5$ par minute

La pompe à vapeur installée au jour est actionnée par une machine compound tandem à condensation accouplée directement avec la pompe aspirante et foulante.

Les dimensions principales de l'installation au jour sont les suivantes :

Diamètre du cylindre H. P.	470	millimètres
— — B. P.	190	—
— — de pompe	84	—
Course	1.100	—
Tours par minute	60	

Les salles des machines ont les dimensions suivantes :

Au jour	19,8 × 7^{m},6
Au fond du puits	8,0 × 4^{m},41, avec une hauteur de 5 mètres.

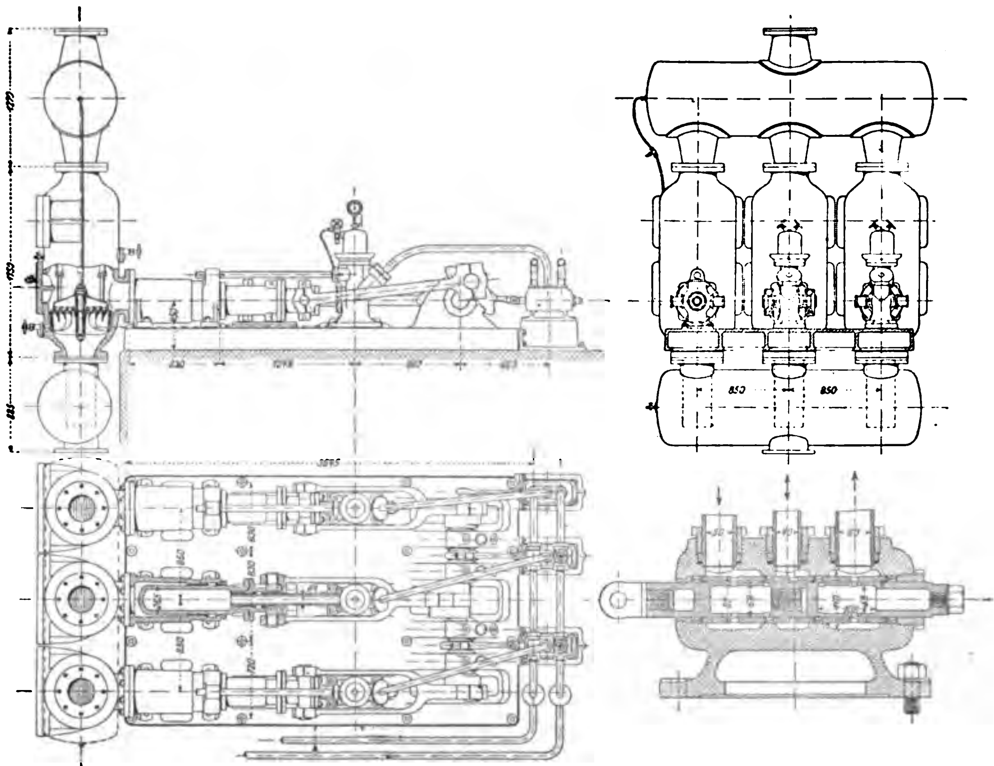


Fig. 682 à 685. — Pompes triplex de *Brommerbank*.

On a intercalé dans la conduite un accumulateur d'air sous pression système Prött-Seelhoff de 160/520 millimètre de diamètre, avec une course de 2 mètres, et dont le piston supérieur est sous une pression d'air de 20 atmosphères.

Ainsi qu'il a été dit plus haut, la pompe souterraine fait normalement 65 à 70 tours par minute ; le rendement a été, à cette vitesse, lors des essais de recette, de 68 à 69 0/0. On peut faire marcher la pompe sans difficulté à 75 et 80 tours par minute.

Distribution de la pompe Kaselowsky. — Cette pompe à deux pistons est disposée de façon que les colonnes d'eau soient animées d'un mouvement constamment uniforme. Les figures 686 à 688 donnent le schéma de la distribution. Les pistons de pompe *a*

et a_1, b et b_1 sont reliés entre eux d'une façon rigide au moyen de tiges. Dans la position de la figure 687, la paire de pistons b, b_1 est au repos ; la paire de pistons a, a_1 (*fig.* 686) se meut dans le sens de la flèche, et est arrivée au point où elle doit mettre en mouvement la distribution des pistons b et b_1. Cette mise en mouvement est opérée

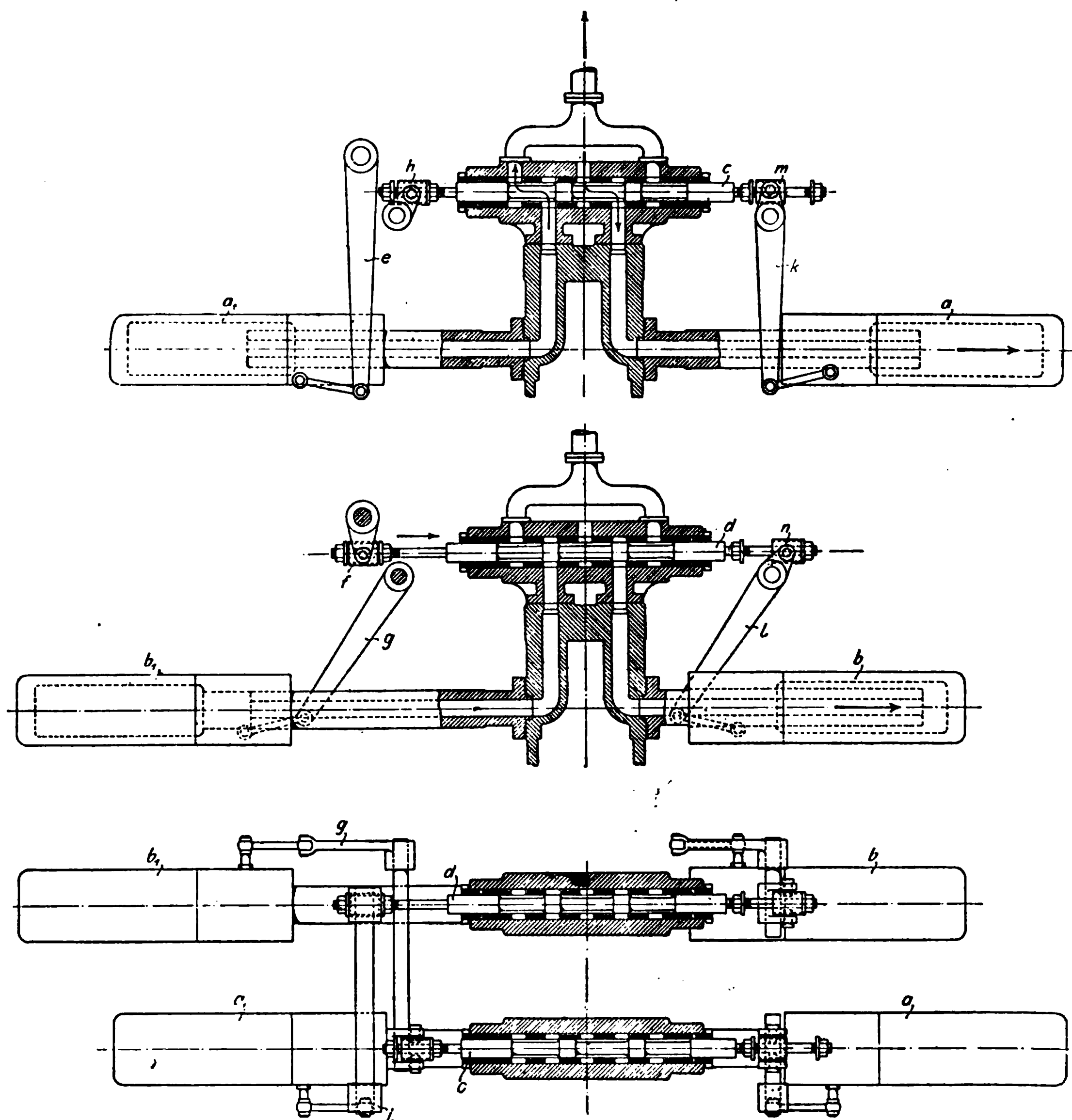


FIG. 686 à 688. — Distribution de la pompe *Kaselowsky*.

au moyen d'un levier commandé par a_1, qui déplace le toc f et par suite le tiroir d dans le sens de la flèche, et met peu à peu le piston b_1 en communication avec la conduite d'eau sous pression et le piston b avec la conduite de retour. Lorsqu'ils ont effectué environ les 0,3 de leur course, les pistons a et a_1 déplacent, par l'intermédiaire des leviers k, leurs pistons de distribution c vers la gauche, et ferment de la sorte lente-

ment la conduite d'eau sous pression et la conduite de retour. Dès que, de cette façon,

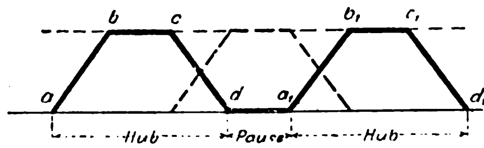


Fig. 689.

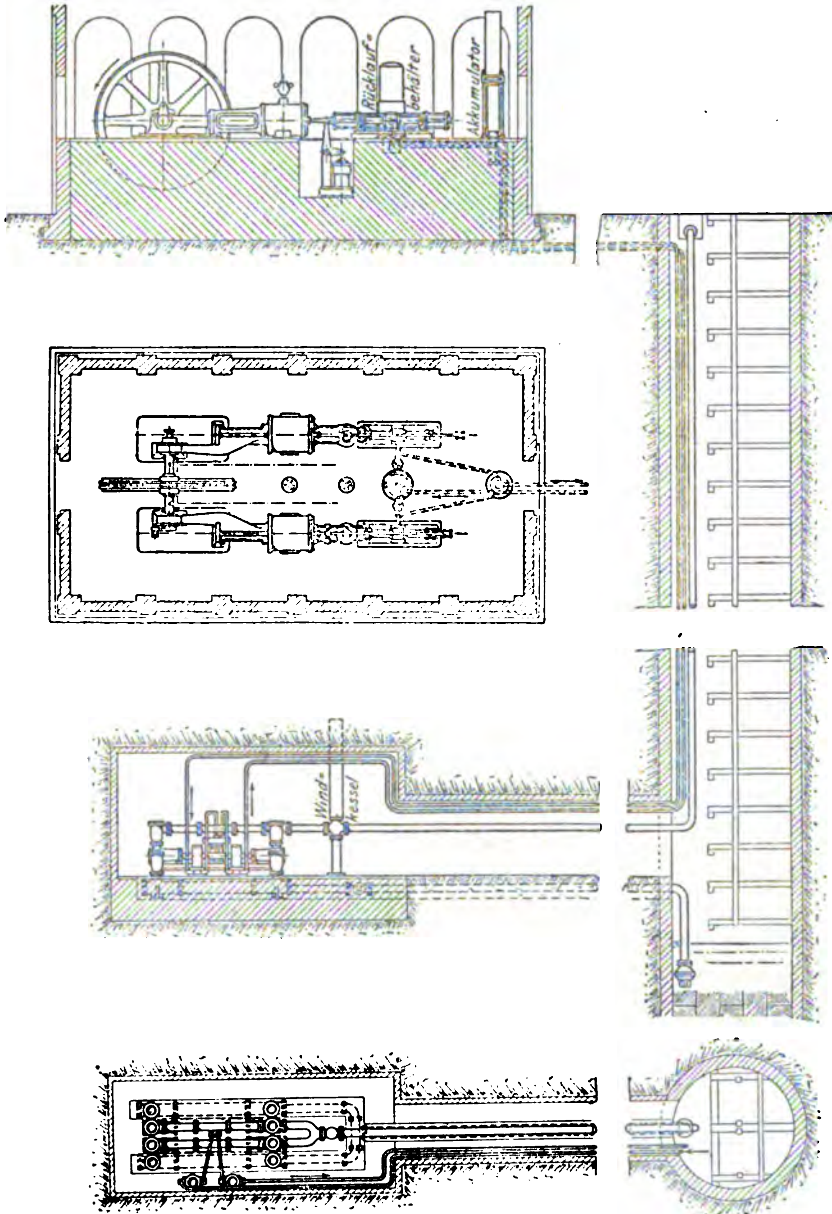


Fig. 690 à 692. — Disposition générale d'une installation *Kaselowsky*.

il se produit un certain étranglement, les pistons b, b_1 se mettent en mouvement Leur

vitesse s'accroît à mesure que celle des pistons a, a_1 décroît, de sorte que, au moment où le levier k a complètement fermé l'admission et l'échappement de l'eau sous pression en a et a_1 dont la vitesse s'annule, celle de b, b_1 atteint son maximum. A partir de ce moment, le levier l ouvre, pour a et a_1, l'admission et l'échappement de l'eau sous pression, et le levier g les ferme pour b et b_1. La somme des deux vitesses des pistons doit être constante, puisqu'elle dépend de la quantité d'eau sous pression amenée, et que cette quantité est maintenue constante par l'accumulateur à air. La variation des vitesses des paires de pistons est indiquée par le diagramme figure 689.

Entre a et b, la paire de pistons a, a_1 reçoit une accélération uniforme; entre b et c, elle conserve sa vitesse maximum, et, entre c et d, elle décroît lentement jusqu'à zéro. Après le temps de repos da_1, le jeu recommence. En c, commence le mouvement de la deuxième paire de pistons b, b_1; sa courbe de vitesse est indiquée par le tracé pointillé. Les quantités d'eau refoulées donnent un diagramme semblable aux courbes de vitesses; pendant l'accélération et le ralentissement des vitesses, les volumes refoulés par les deux paires de pistons s'ajoutent; on obtient de la sorte, comme diagramme du refoulement total, une droite parallèle à la base; en d'autres termes, le débit est invariable. Il en est de même de l'aspiration de l'eau dans la conduite d'amenée de l'eau sous pression, et du refoulement dans la conduite de retour.

Comme le point où le mouvement de l'une des paires de pistons commence ne peut pas être déterminé exactement, puisqu'il dépend du frottement et des masses qui doivent être mises en mouvement, il peut se faire que le levier de renversement, ainsi que celui d'arrêt, agissent pendant un temps très court en sens inverse sur les différentes parties du mécanisme; il est donc nécessaire de faire agir sur ce mécanisme un ressort de rappel. Nous y reviendrons plus loin, lorsqu'il sera question des détails.

Disposition générale. — La disposition générale d'une installation de ce genre est indiquée par les figures 690 à 692. La machine à vapeur placée à la surface actionne directement la pompe motrice, d'où la conduite d'eau sous pression arrive par le puits à la pompe du fond. L'eau sous pression utilisée au fond du puits est refoulée par une conduite parallèle à la première dans le réservoir de retour. L'eau d'exhaure refoulée par la pompe arrive au jour par une conduite disposée dans le puits parallèlement aux deux premières.

Installation du puits Gottesegen. — Cette installation comprend (*fig.* 694) deux groupes de pompes distinctes de même puissance, dont le premier a été monté en 1895. La salle des machines de la pompe au jour et la chambre des machines au fond du puits ont été, dès le début, construites de façon à recevoir plus tard le deuxième groupe de pompes. Les dimensions des chambres des machines sont les suivantes :

Au jour. . . . . 20,5 × 10 mètres
Au fond du puits. . . . 8,5 × 4,5 — avec une hauteur de 5 mètres.

L'installation au jour (*fig.* 693 à 695) comporte, pour chaque groupe de pompes, une machine horizontale compound tandem à distribution par soupapes et à condensation. Les cylindres ont respectivement 575 et 900 millimètres de diamètre et une course de $1^m,10$. Avec la machine, on a accouplé directement une pompe à double effet, dont le piston a 85 millimètres de diamètre et dont la course est de $1^m,10$; elle

comprime l'eau nécessaire pour l'installation, à 220 mètres environ. Les deux pistons en acier des pompes, reliés au moyen de traverses et de tiges, se déplacent dans des cylindres également en acier, entre lesquels on a disposé une boîte de soupapes en acier (*fig.* 696 à 699). Dans ce bloc d'acier de 630 × 670 millimètres sur 745 millimètres de haut, on a logé quatre soupapes d'aspiration et de refoulement.

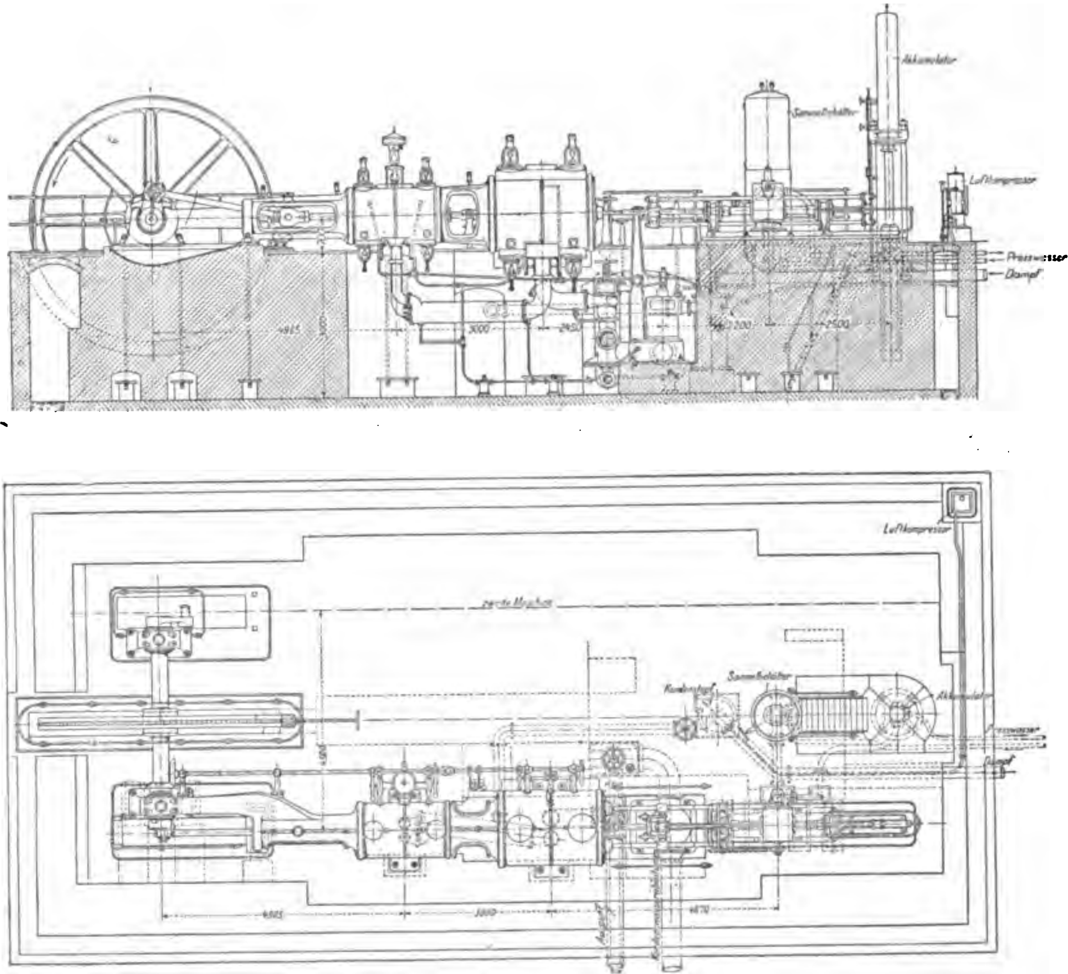


Fig. 693 et 694. — Installation du puits *Gottesegen*, au jour.

Le bloc d'acier est percé de quatre trous verticaux de 220 millimètres de diamètre chacun, dans lesquels sont logées les soupapes et leurs sièges en acier forgé (*fig.* 696) ; en bas, est branchée la conduite d'aspiration du réservoir de retour d'eau. De la boîte à soupapes, l'eau sous pression arrive dans l'accumulateur à air sous pression (*fig.* 700 et 701), placé entre les deux groupes de pompes. Cet appareil est un accumulateur différentiel dont la grande surface de piston est sous l'action de l'air à haute pression, et la petite reliée à la conduite d'eau sous pression du puits. Les deux pistons ont respectivement 160 et 250 millimètres de diamètre, et leur course commune est de 2 mètres. L'accumulateur et le réservoir de retour, placés également entre les

deux groupes de pompes, de 900 millimètres de diamètre sur 3 mètres de haut, ont reçu des dimensions telles qu'ils peuvent suffire pour le deuxième groupe de machines, qui a été installé depuis.

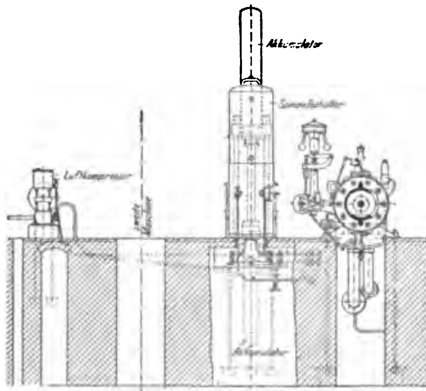


Fig. 695. — Vue par bout de la figure 693.

Dans un coin de la salle de machines du jour, on a disposé la pompe de compression d'air (*fig.* 702 à 704), nécessaire pour l'accumulateur, les compensateurs de pression et les réservoirs d'air situés au fond du puits. Cette pompe verticale est actionnée directement par un cylindre à vapeur placé en dessous. A 275 tours environ par minute, on comprime 11 litres d'air à 50 atmosphères. L'air est comprimé en deux phases : lors du soulèvement des pistons, il est aspiré dans les deux cylindres B, P, placés latéralement, et, lors de la descente, refoulé

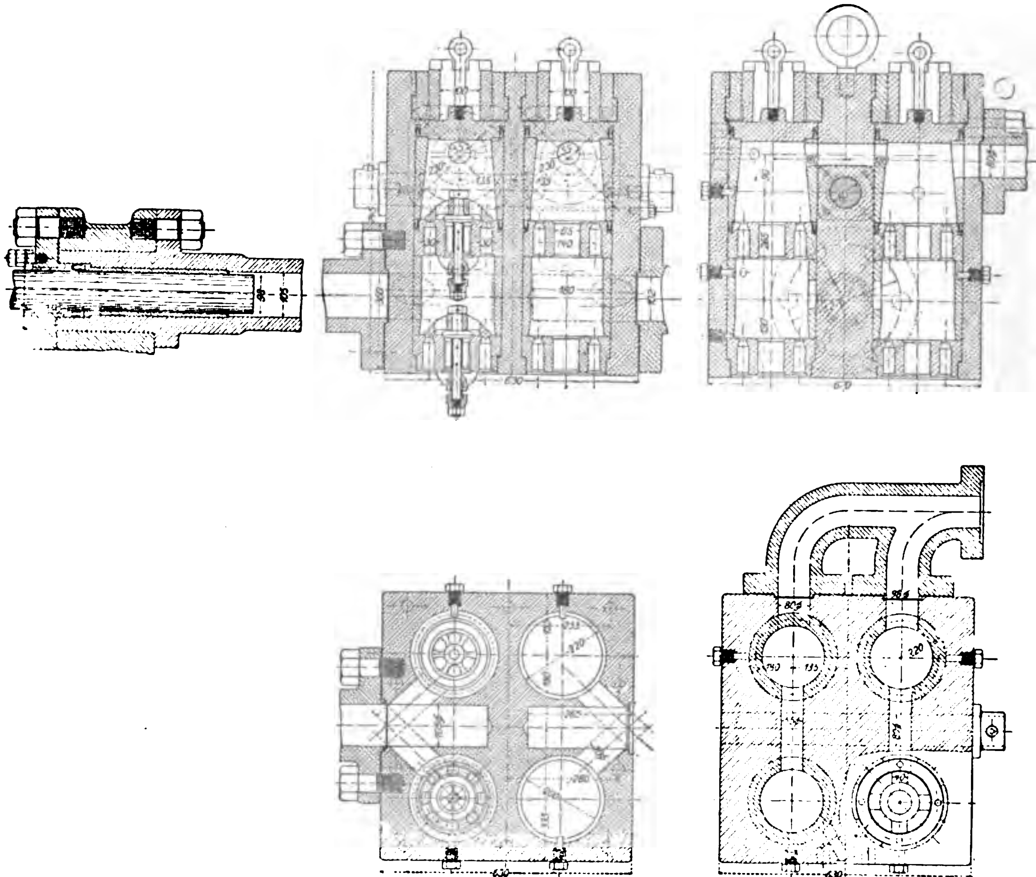


Fig. 696 à 699. — Installation de *Gottesegen*. Détail des clapets de la pompe du jour.

dans le cylindre HP, placé entre les deux cylindres B, P. De là, lors du soulèvement

suivant des pistons, l'air, comprimé à la pression maximum, est refoulé dans la conduite d'air. La soupape double disposée au-dessus du cylindre HP est représentée à part sur la figure 705. Pour se débarrasser de la chaleur produite par la compres-

FIG. 700 à 705. — Installation de *Gottesegen*. Accumulateur à air comprimé et compresseur d'air.

sion, l'air traverse, entre les deux phases de compression, ainsi qu'avant son passage du cylindre HP dans la conduite d'air, des serpentins en cuivre baignés d'eau froide et placés dans une bâche, de même que les cylindres du compresseur. L'eau de réfri-

génération est refoulée par une pompe spéciale dans la bâche, où elle est aspirée à sa partie supérieure.

Fig. 706 et 707. — Installation de *Gottesegen*. Pompes du fond.

Lors du démarrage du compresseur, on laisse s'échapper, par une soupape auxiliaire, l'air sous pression qui se trouve dans les serpentins; une soupape d'arrêt placée

dans la conduite de refoulement empêche l'air comprimé de s'écouler de la conduite

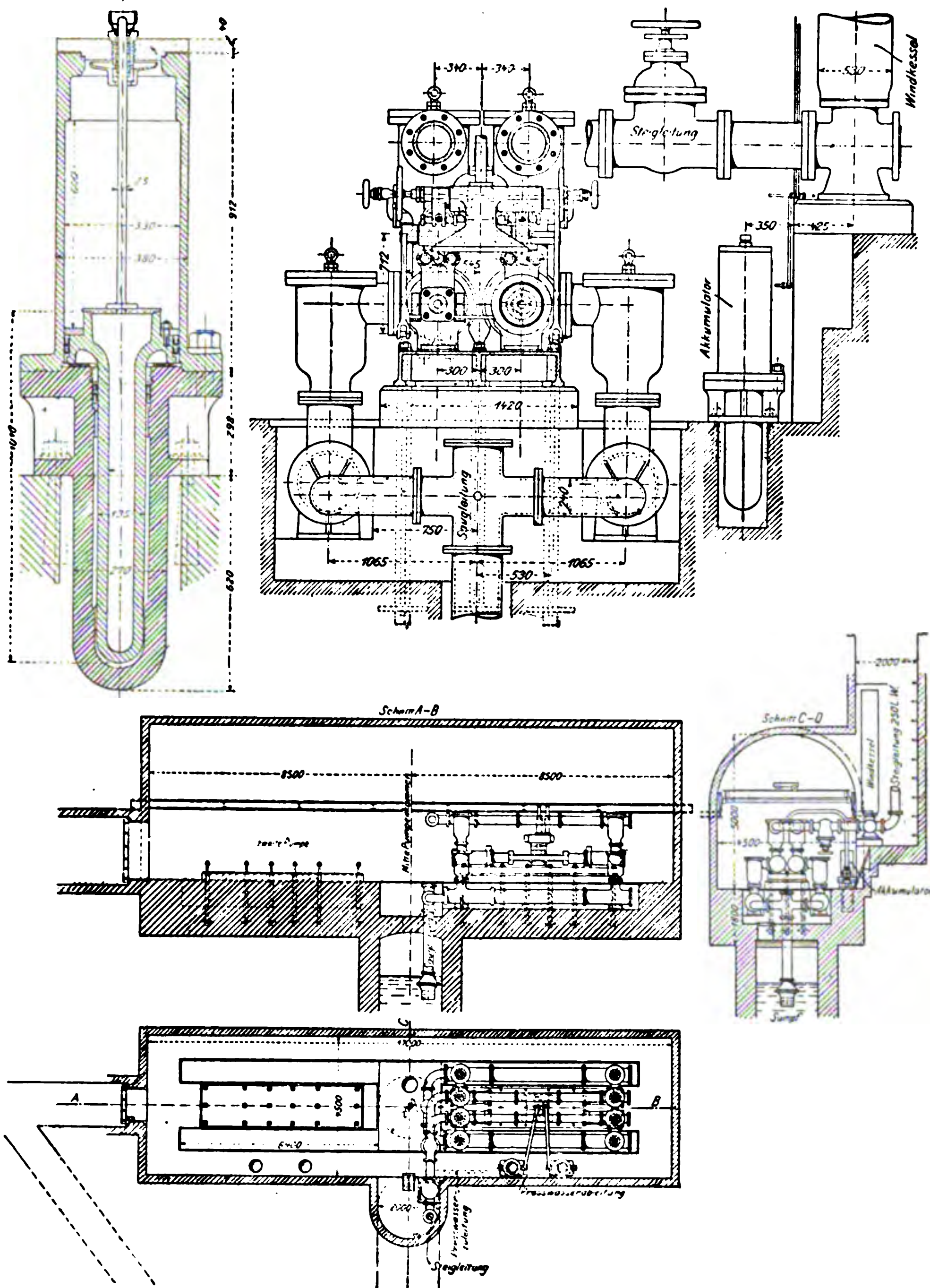


Fig. 708 à 712. — Installation de *Gottesegen*. Pompe du fond. Compensateur. Vue par bout et ensemble de la salle.

vers les serpentins. Lorsque la pompe commence à fonctionner, on ferme la soupape

auxiliaire; la pression s'accroît peu à peu dans les serpentins; on ouvre alors la soupape d'arrêt et l'air comprimé entre dans la conduite.

Pour réaliser une marche uniforme, la pompe est munie d'un volant à couronne dentée permettant de mettre en mouvement la pompe à l'aide d'un levier à main. La pompe du compresseur communique avec les cylindres à air de l'accumulateur et ceux des compensateurs de pression, ainsi qu'avec la chambre d'air du réservoir de la conduite de refoulement de la pompe; cette communication est établie à l'aide d'une conduite en cuivre de 10 millimètres de diamètre intérieur et de 16 millimètres de diamètre extérieur.

Les deux groupes de pompes de l'*installation au fond des puits* sont, ainsi que le montrent les figures 707 et 708, placés dans une chambre très longue, et l'un des groupes est situé derrière l'autre. Le type des machines de cette installation au fond du puits permet en effet de donner à leur chambre une largeur relativement petite, condition avantageuse surtout lorsque la roche n'est pas solide. Les données et dimensions principales des pompes, représentées par les figures 703 à 712, sont les suivantes :

Diamètre des pistons moteurs.......	135 millim.	Tours par minute..................	15
— — de refoulement.	325 —	Débit par minute..................	3 m. c.
Course commune..................	800 —	Hauteur de refoulement...........	300 mètres

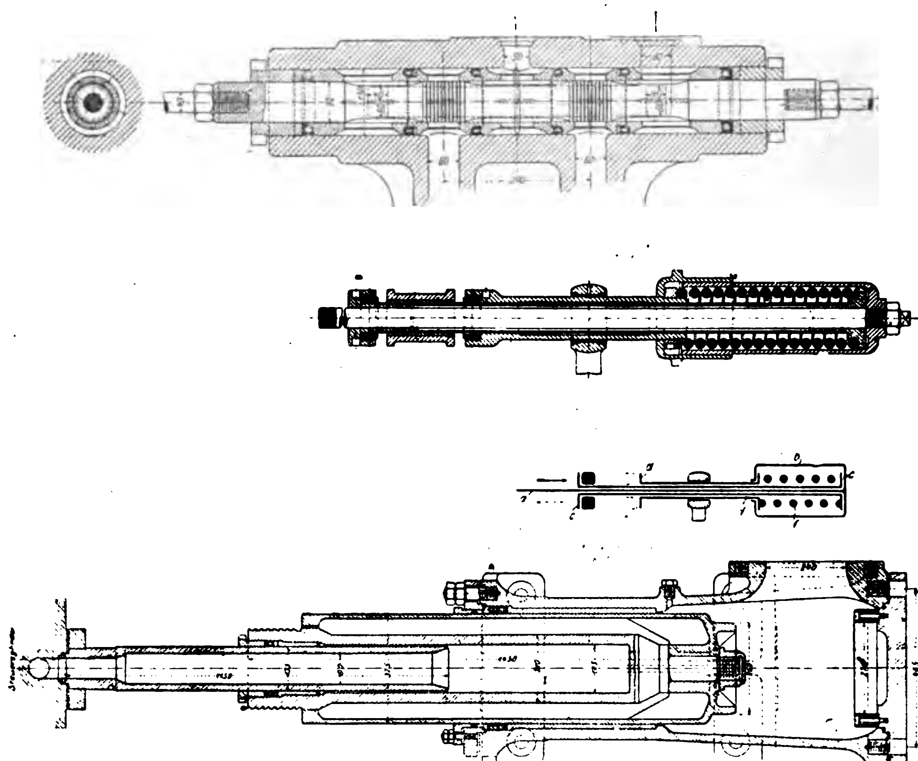


Fig. 713-716.

Dans la conduite d'amenée de l'eau sous pression, ainsi que dans celle du retour, on a placé un compensateur de pression (*fig.* 708), qui, par sa construction, rappelle l'accumulateur de l'installation à la surface. Les deux pistons ont 135 et 330 millimètres de

diamètre ; leur course commune est de 600 millimètres. L'eau sous pression est amenée aux compensateurs après avoir traversé les cylindres de distribution (*fig.* 714 et 715) placés dans l'axe de la pompe et dans lesquels se meuvent les tiroirs de distribution.

Comme, à certains moments, les leviers de la distribution principale et de la distribution secondaire tendent à déplacer le tiroir de distribution en sens contraires, on a intercalé, dans le mécanisme du tiroir de distribution, d'un côté, un ressort que l'on voit sur la figure 714. Lorsque le toc de la distribution principale se trouve au point indiqué sur les figures 706 à 714, il pousse vers la gauche le tube *c* (*fig.* 715) qui, par ce ressort *f*, entraîne la douille *b* et la tige *d* du tiroir de distribution. Lorsque, à fin de course, ce tiroir doit, par la distribution secondaire, être ramené dans sa position moyenne, la pression de l'eau agissant dans le sens de la flèche en trait plein sur la tige *a* du tiroir de distribution, ainsi que sur la douille *b*, comprime le ressort *f*, puisque le toc de la distribution principale demeure pendant quelque temps immobile.

Du cylindre de distribution, l'eau sous pression arrive dans la tige du piston moteur (*fig.* 716). Dans ce piston de refoulement en laiton se trouve un cylindre en acier de 210 millimètres de diamètre qui glisse sur le piston moteur fixe et reçoit l'eau sous pression. Pour amortir le choc en cas de raté de la distribution secondaire, on a vissé sur le couvercle du cylindre de pompe une bague d'arrêt en laiton de 270 millimètres de diamètre intérieur.

Les boîtes des soupapes d'aspiration et de refoulement, ainsi que les conduites reliant ces boîtes, sont en acier coulé.

De chaque côté des machines, on a placé un réservoir d'air d'aspiration dans lequel débouchent les conduites de deux boîtes à soupapes d'aspiration reliées au puisard par la conduite d'aspiration commune. L'extrémité de la conduite d'aspiration est fermée par une soupape de fond. Les conduites de refoulement des deux groupes de machines sont réunies près de l'une des extrémités de la pompe, de façon à former une conduite d'aspiration commune prolongée jusqu'à un réservoir d'air placé dans une niche latérale, et qui remonte ensuite par le puits à la surface.

La conduite d'amenée de l'eau sous pression est en tubes sans soudure, étirés à froid, de 60 millimètres de diamètre, et la conduite de retour de l'eau en tubes soudés de 70 millimètres de diamètre. Afin de compenser des variations de longueurs éventuelles, on a posé dans ces conduites des manchons de dilatation.

La disposition générale de la pompe placée au fond des puits est représentée par les figures 706 à 712. On a eu surtout soin de réduire au minimum les dimensions et les poids des différents organes, donnés au tableau ci-dessous.

	POIDS KILOGRAMMES	LONGUEUR MILLIMÈTRES	LARGEUR MILLIMÈTRES	HAUTEUR MILLIMÈTRES
Plaque de fondation en trois pièces.	3.310	»	»	»
Les deux pièces extrêmes, chacune.	1.200	2.000	1.250	300
Pièce médiane	910	1.500	1.250	300
Cylindres de pompe	1.170	1.500	600	820
Boites à soupapes de refoulement.	500	950	650	900
Réservoir d'air.	1.100	550	550	4.000

		PUITS *Konigsborn* PRÈS D'UNNA	PUITS *Hercule* PRÈS D'ESSEN
Installation à la surface.	Date de l'essai	8 janvier 1899.	24 août 1899.
	Type de machine	Machine jumelle à cylindre de $850^{mm} \times 1^{m},10$ de course.	Machine jumelle à cylindre de $850^{mm} \times 1^{m},10$ de course.
	Section du cylindre	$5.674^{cm2},5$	$5.674^{cm2},5$
	Diamètre de la tige du piston	120 et 85 millim.	120 et 85 millim.
	Section moyenne de la tige du piston	$84^{cm2},5$	$84^{cm2},5$
	Section utile du cylindre	5.590^{cm2}	5.590^{cm2}
	Nombre moyen de tours par minute	73,5	63
	Vitesse du piston	$2^{m},45$ par seconde.	$2^{m},1$ par seconde.
	Pression moyenne calculée à l'aide des diagrammes d'indicateur — A droite	$2^{atm},33$	$2^{atm},35$
	Pression moyenne calculée à l'aide des diagrammes d'indicateur — A gauche	$2^{atm},36$	$2^{atm},21$
	Puissance indiquée de la machine — A droite	$\frac{5.590 \times 2.33 \times 2,45}{75} = 425,5$ chev.-vap.	$\frac{5.590 \times 2,35 \times 2,1}{75} = 367,8$ chev.-vap.
	Puissance indiquée de la machine — A gauche	$\frac{5.590 \times 2,36 \times 2,45}{75} = 430,9$ —	$\frac{5.590 \times 2,21 \times 2,1}{75} = 345,9$ —
	Puissance indiquée totale	856,4 —	713,7 —
Installation au fond du puits.	Type de machine	Pompe jumelle à piston de refoulement de $325^{mm} \times 800^{mm}$ de course.	Pompe jumelle à piston de refoulement de $325^{mm} \times 800^{mm}$ de course.
	Nombre moyen de courses	21 1/2 courses doubles par minute.	18,5 courses doubles par minute.
	Débit	5.596 litres par minute.	4.750 litres par minute.
	Pression manométrique dans le réservoir d'air	$49^{atm},9$	52 atmosphères.
	Distance verticale entre le niveau du puisard et le niveau dans le réservoir d'air	6 mètres.	$6^{m},5$
	Hauteur de levée totale	$499 + 6 = 505$ mètres.	$520 + 6,5 = 526^{m},5$
	Puissance de la pompe	$\frac{5.596 \times 505}{60 \times 75} = 638$ ch.-vap.	$\frac{4.750 \times 526,5}{60 \times 75} = 555,7$ chev.-vap.
	RENDEMENT UTILE TOTAL DE L'INSTALLATION	$\frac{638,0}{856,4} = 73,3$ p. 100	$\frac{555,7}{713,7} = 77,8$ p. 100

PUITS *Hedwigwunschgrube*, PRÈS BORSIGWERK (HAUTE SILÉSIE)

Installation de surface.	Date de l'essai	12 juillet 1900.
	Type de machine	Machine jumelle-tandem de 550 ch., à cylindres de $350^{mm} \times 1^{m}$ de course.
	Section du cylindre H. P.	2.375^{cm2},8
	— — B. P.	5.674^{cm2},5
	Diamètre de la tige de piston H. P.	120 et 115 millim.
	— — — B. P.	115 et 85 —
	Section moyenne de la tige de piston H. P.	108^{cm2},4
	— — — — B. P.	80^{cm2},39
	Section utile du cylindre H. P.	2.267^{cm2},4
	— — — B. P.	5.594^{cm2},2
	Nombre moyen de tours par minute	65
	Vitesse des pistons	2^{m},17 par seconde.
	Pression moyenne d'après les diagrammes pour le cylindre — H. P. à droite	1^{atm},88
	— à gauche	1^{atm},74
	B. P. à droite	0^{atm},74
	— à gauche	0^{atm},93
	Puissance indiquée de la machine, à droite	$\frac{(2.267,4\times1,88+5.594,2\times0,74)2,17}{75}=243,1$ ch.-vap.
	— — — à gauche	$\frac{(2.267,4\times1,74+5.594,2\times0,93)2,17}{75}=264,7$ —
	— — totale	**507,8** —
Installation du fond.	Type de machine	Pompe jumelle à piston de refoulement de 325 millim. de diamètre $\times 800^{mm}$ de course.
	Nombre moyen de courses	20 courses doubles par minute.
	Débit	5.200 litres par minute.
	Pression manométrique dans le réservoir d'air.	30 atmosphères.
	Distance verticale entre le niveau du puisard et le niveau dans le réservoir d'air	5 mètres.
	Hauteur de levée totale	300 + 5 = 305 mètres.
	Puissance de la pompe	$\frac{5.200\times305}{60\times75}$ = **354,4** chev.-vap.
	RENDEMENT UTILE TOTAL DE L'INSTALLATION	$\frac{353,4}{507,8}$ = **69,7** p. 100

NOTA. — La pompe, qui a été construite pour puiser l'eau à une profondeur de 500 mètres, est placée actuellement au niveau de 300 mètres, et sera, après l'approfondissement des puits, placée à une profondeur plus grande.

Résultats des essais. — La machine de Gottesegen fonctionne trois cents jours dans l'année, à raison de six heures par jour.

D'après les essais très minutieux, on a trouvé :

Puissance indiquée de la machine à la surface	520 chev.-vap.
— — de la pompe	400 —
Rendement utile total de l'installation	77 p. 100.

Les dépenses sont les suivantes :

Établissement. Machine et conduite d'aspiration	400.000 francs
Chambre de machines	48.100 —
TOTAL	408.100 —
Amortissement et intérêts : 10 p. 100 par an	40.810 —
— — par cheval-heure	5 fr. 66
Dépenses annuelles d'entretien, réparations, huile, salaire	10.250 francs
Dépenses annuelles de charbon au taux de p. 100 kg. de vapeur par cheval-heure	21.450 —
TOTAL	31.700 —
Frais d'exploitation par cheval-heure	4 fr. 55
Dépenses totales par cheval-heure	10 fr. 21

Les tableaux (p. 416 et 417) renferment les données principales de trois autres installations de ce genre.

On compte déjà une trentaine de ces installations. Le débit varie de 2 à 7 mètres cubes par minute. La plus grande installation est celle du puits Altendorf, près de Langendreer, qui refoule 14 mètres cubes d'eau par minute à la hauteur de 400 mètres et qui est établie pour pouvoir être descendue à 800 mètres.

Machine à colonne d'eau Hayward-Tyler. — C'est une véritable pompe à moteur hydraulique (*fig.* 717). Le moteur est constitué par un cylindre de 180 millimètres de diamètre actionné par de l'eau à 56 atmosphères. Il actionne directement deux pompes de 75 millimètres de diamètre refoulant l'eau à 150 atmosphères : d'où son nom de « multiplicateur de pression ».

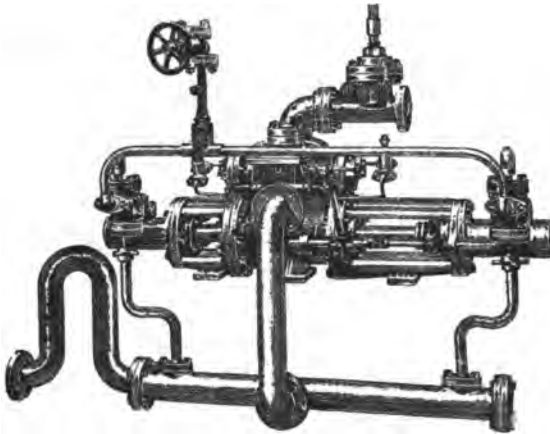


Fig. 717.

La distribution du cylindre moteur est assurée par un tiroir auxiliaire; son échappement se fait dans le réservoir d'aspiration des pompes. A chaque extrémité du cylindre moteur se trouve une valve permettant d'en régler la vitesse, qui est normalement de 30 doubles courses par minute.

Machine hydrostatique élévatoire de M. Samain. — Les différents quartiers de la ville de Versailles sont actuellement alimentés par les eaux des filtres de Picardie, élevées à l'aide d'une machine à colonne d'eau imaginée par M. Samain. Ce type de machine élévatoire, auquel l'inventeur a donné le nom de machine hydrostatique, se prête aux situations les plus diverses et peut fournir, dans un grand nombre de cas, une solution pratique de problèmes qui, souvent, se présentent dans les aménagements des eaux pour les villes.

Une récente application vient d'en être faite à Paris. Rue de la Convention, à la rencontre de la rue Lecourbe, s'opère la jonction de deux égouts de la ville, le premier recueillant les eaux vannes du quartier, le second étant l'égout collecteur qui se dirige vers le siphon du pont de l'Alma, puis vers l'usine de Passy. Le premier égout se trouvant à 4 mètres au-dessous du second, pour racheter cette différence de niveau on eut d'abord recours à des moteurs hydrauliques actionnant des pompes à balanciers qui, par leur bruit, soulevèrent bientôt les réclamations du voisinage; on dut les remplacer par trois machines hydrostatiques qui empruntent la puissance motrice à l'eau fournie par l'usine municipale à vapeur Alain-Chartier et qui donnent actuellement entière satisfaction.

Nous donnons ici la description sommaire de ces machines, d'après un rapport fait par M. Ed. Collignon à la Société d'Encouragement[1].

1. *Bulletin de la Société d'Encouragement pour l'industrie nationale* du 30 novembre 1900.

A Versailles, la machine Samain refoule les eaux des filtres de Picardie, 70 à 120 mètres cubes par vingt-quatre heures, à une hauteur de 28 mètres; elle utilise, comme force motrice, l'eau venant de l'aqueduc de Marly, auquel elle emprunte, dans le même laps de temps, 2.000 à 4.000 mètres cubes tombant d'une hauteur de 1^m,50. Le rendement moyen de l'appareil élévatoire ressort en moyenne à 0,72.

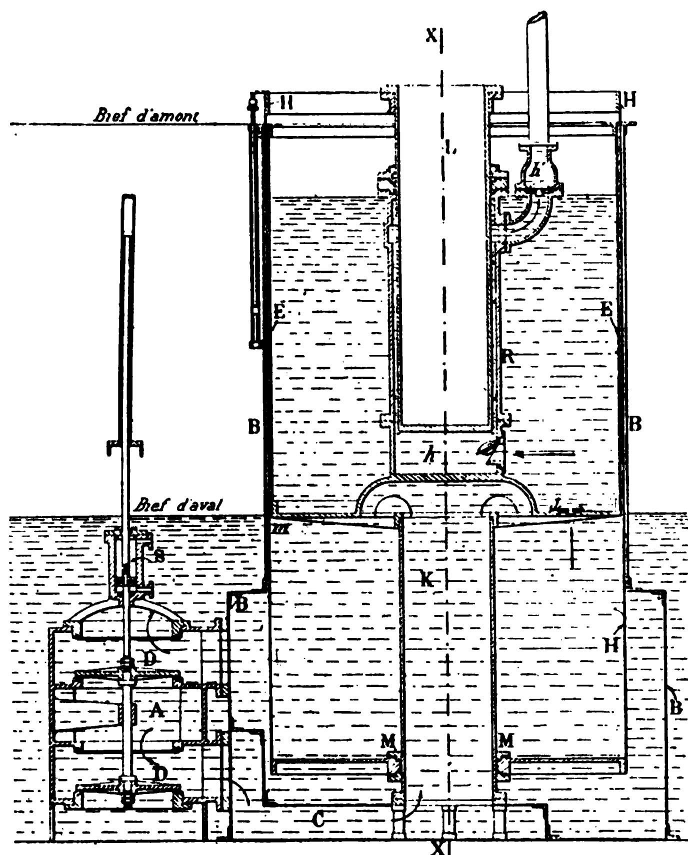


Fig. 718.

Cette machine se compose d'une partie fixe et d'une partie mobile. La partie fixe comprend deux caisses cylindriques en tôle B et E (*fig.* 718), engagées l'une dans l'autre et montées sur un même axe XX. Le haut du cylindre extérieur B est tenu un peu au-dessus du bief d'amont; il en est de même pour le haut du cylindre intérieur E, dont le fond est arrêté un peu au-dessous du niveau du bief d'aval. Un tuyau vertical en fonte K, monté suivant l'axe des deux caisses, supporte le fond de ce cylindre intérieur et sert de tuyau porte-fond en même temps qu'il assure la communication entre la partie mobile de la machine et l'eau motrice, aussi bien pour l'alimentation que pour l'échappement.

La partie mobile se compose d'une troisième caisse cylindrique ou cuve H, coulissant entre les deux premières; son fond sert de guide au moyen d'un joint étanche M entourant le tuyau fixe K. La partie supérieure de cette caisse est reliée

invariablement à un piston plongeur L qui participe à son mouvement de va-et-vient; ce piston aspire et refoule alternativement l'eau dans un corps de pompe fixe K et dans un tuyau ascensionnel.

Le piston de la machine de Versailles a $0^m,440$ de diamètre extérieur et sa course, comme d'ailleurs celle de la cuve mobile, est de 1 mètre.

Fonctionnement. — Un distributeur D, installé latéralement aux cylindres fixes, permet d'obtenir les mouvements alternatifs de haut en bas et de bas en haut de la cuve mobile ; il est formé essentiellement de deux clapets conjugués ouvrant et fermant à l'instant opportun les cavités à vider ou à remplir. Les clapets sont commandés par un petit servo-moteur S actionné par de l'eau en pression empruntée, pour une portion insignifiante, à la colonne de refoulement. Les orifices de ce servo-moteur sont ouverts et fermés par la cuve mobile elle-même, lorsqu'elle arrive à fin de course.

Dans la position indiquée par la figure 718, l'eau motrice arrive par le tuyau A, pénètre, par le dispositif à double fond C et par le tuyau K, dans la cuve mobile et s'élève par la capacité annulaire *m*, comprise entre la cuve fixe intérieure E et la cuve mobile H, jusqu'au niveau d'amont. Mais la capacité annulaire HB, comprise entre la cuve mobile et la cuve fixe extérieure B, étant en communication avec le bief d'aval, n'est pas remplie d'eau et le fond du cylindre H est poussé de haut en bas avec une puissance égale à la hauteur de chute multipliée par sa surface. En descendant, il actionne le piston de la pompe, qui refoule un certain volume d'eau. Arrivée à fin de course, la cuve, à l'aide d'un taquet, met en mouvement le servo-moteur S, qui renverse la marche de la machine.

La capacité annulaire HB se trouve alors en communication avec le bief d'amont et la capacité HE avec le bief d'aval ; la cuve H va monter et le cylindre R se remplir d'eau et ainsi de suite.

La puissance de montée et de descente de H est constante pendant toute sa course, qui est quelconque et indépendante de la hauteur de chute ; avec des chutes de $0^m,20$, $0^m,40$, 1 mètre, on pourrait avoir aussi bien $0^m,50$, 1 mètre, etc., de course.

La machine motrice est à double effet et la pompe à simple effet.

A chaque montée et à chaque descente de la cuve mobile, on perd le volume d'eau contenu dans la capacité annulaire *m*. Ces capacités annulaires *m* et HB, qui ont pour hauteur celle de la chute, sont formées par le jeu indispensable laissé entre les cylindres fixes B et E et l'organe moteur H. Ce jeu est très faible et la perte ne dépasse pas 2 0/0 du volume moteur dépensé.

A Versailles, on élève l'eau motrice ; mais on peut aussi bien élever une autre espèce d'eau, puisqu'on agit directement avec un piston ordinaire de pompe aspirante et foulante.

Les machines de la rue de la Convention sont un peu différentes ; elles comprennent :

1° La partie motrice de la distribution par tiroirs cylindriques;

2° La partie pompe aspirante et foulante.

La partie motrice est formée, en principe, d'un cylindre A (*fig.* 718 *bis*) contenant un piston à simple effet qui descend par son poids et remonte sous l'action de l'eau sous pression venant de l'usine municipale de la rue Alain-Chartier.

La partie pompe se compose d'un grand piston fixe C et d'une cuve mobile D

formant cylindre ; cette cuve est fixée à la tige du piston moteur, dont elle augmente le poids et se déplace avec lui.

Les changements de marche sont obtenus automatiquement à chaque fin de course par un système de distribution spécial disposé en B à la partie supérieure du piston moteur. Cette distribution automatique est assurée par deux tiroirs cylindriques soigneusement équilibrés : l'un est le tiroir principal qui règle effectivement la distribution, l'autre est un tiroir auxiliaire relié à un levier Z sur lequel viennent agir, au moment voulu, les heurtoirs du corps de pompe mobile. L'inventeur a eu recours à un tiroir auxiliaire de dimensions moindres que le tiroir principal, afin d'obtenir le déplacement de ce dernier, malgré la grande pression de l'eau au sein de laquelle il est plongé.

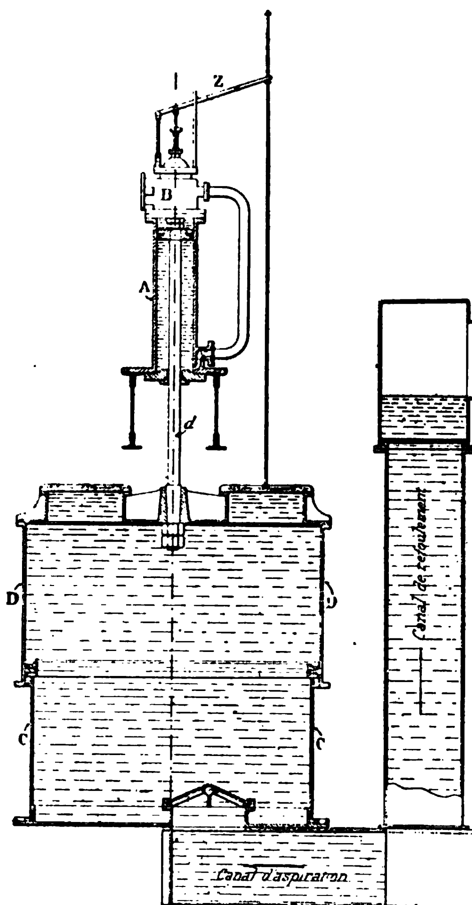


Fig. 718 *bis*.

La position la plus élevée du tiroir principal correspond à l'admission de l'eau motrice sous le piston moteur ; la pression de l'eau dans la boîte de distribution le maintient dans cette situation jusqu'à la fin de la course. A ce moment, le levier supérieur, sous l'action d'un heurtoir, bascule et entraîne le tiroir auxiliaire. L'eau motrice envahit aussitôt une nouvelle région de la boîte de distribution et le tiroir principal se déplace sous l'action des pressions nouvelles qui se développent. Le mouvement inverse se produit lorsque le piston moteur atteint l'autre extrémité de son trajet. M. Samain a obtenu ainsi le déplacement de l'organe réglant la distribution de l'eau motrice par le simple déplacement mécanique d'un organe de faible poids.

Les machines de la rue de la Convention dépensent chacune 64 litres d'eau à 33 kilogrammes pour élever 4.500 litres d'eaux vannes à 4 mètres.

C. — ÉJECTEURS ET FIRE-HYDRANTS

ÉJECTEURS

Les éjecteurs que nous étudions dans cette classe sont ceux qui ont pour fluide moteur un liquide; ce sont de véritables trompes à eau et eau, dont la théorie a été exposée par M. Rateau en 1899.

Théorie des éjecteurs à eau. — Une trompe a pour effet, grâce au fluide moteur emprunté à une enceinte dans laquelle il se trouve à une pression P_1 (*fig.* 719), de faire passer le fluide entraîné de l'enceinte d'aspiration où il est à la pression P_2 dans l'enceinte de refoulement où il a la pression P_3 supérieure à P_2. De l'amont à l'aval de la trompe, la pression du fluide moteur tombe donc de P_1 à P_3. Pendant la traversée de l'appareil, la pression commune aux deux fluides descend, à l'endroit où se fait le mélange, à la valeur p, plus petite que P_2.

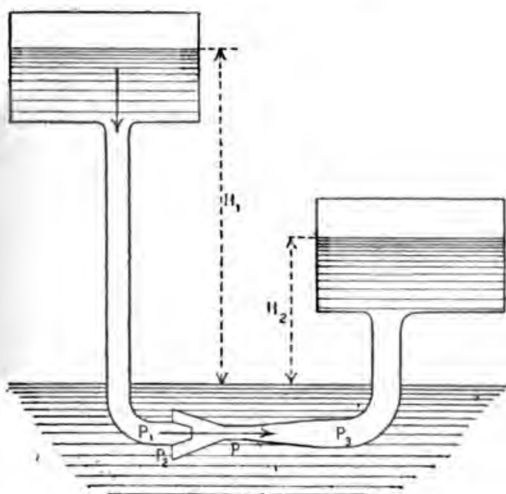


Fig. 719.

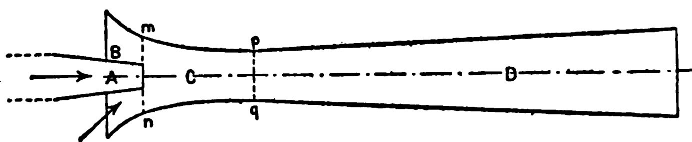


Fig. 719 *bis*.

Dans toute trompe ou éjecteur, on peut distinguer trois parties que les fluides traversent successivement :

1° Les tuyères convergentes A et B (*fig.* 719 *bis*), par lesquelles arrivent les fluides, le fluide moteur arrivant par le centre;

2° Le mélangeur C, encore appelé chambre, où s'effectue le mélange des deux courants de l'eau;

3° Le diffuseur divergent, dans lequel la vitesse se ralentit et se transforme partiellement en pression.

M. Rateau, pour l'établissement de sa théorie, part des équations que l'on peut écrire pour chacune des trois parties de l'appareil.

Dans les tuyères convergentes, le fluide moteur et le fluide entraîné prennent respectivement des vitesses v_1 et v_2 que l'on déduit, d'après le théorème de Bernouilli, des pressions $P_1 - p$ et $P_2 - p$. Ensuite, le théorème des quantités de mouvement appliqué au mélangeur fait connaître la vitesse w du mélange des deux veines dans le col de la trompe en fonction des vitesses v_1 et v_2 et du rapport m entre les débits (en masse) du fluide moteur. Enfin, l'énergie cinétique du courant animé de la vitesse w se transforme en énergie statique ou de pression dans le diffuseur; on a donc une relation entre w et la différence $P_3 - p$ des pressions.

Cette transformation de vitesse en pression souvent discutée est longuement traitée par l'auteur; elle donne lieu à une perte d'énergie qui nécessite l'introduction d'un coefficient que M. Rateau appelle *coefficient caractéristique*. Ce coefficient est

voisin de 0,7 et tient compte des pertes dans le diffuseur ainsi que de celles des petites tuyères convergentes.

M. Rateau démontre que le rendement théorique maximum de ces appareils est 76 0/0. En pratique, on atteint rarement 25 0/0, et souvent on arrive à n'avoir que 5 à 10 0/0. Aussi l'usage de ces éjecteurs est réservé à des cas très spéciaux.

Éjecteur hydraulique. — Pour opérer la vidange des égouts, pour épuiser l'eau des caves, maintenir à sec des chantiers de réparations, on peut employer l'appareil très simple représenté figure 719 *ter* et qui fut construit en vue d'élever les eaux d'égout au cours de certaines réparations.

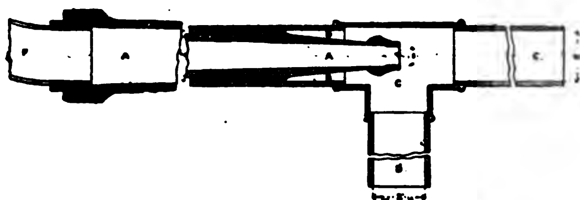


Fig. 719 *ter*. — Éjecteur hydraulique.

Le tube A est un bec à incendie ordinaire de 10 millimètres de diamètre; il fut solidement fixé dans un tube à gaz en **T**; la branche d'aspiration a 50 millimètres de diamètre. On allait chercher l'eau à près de 9 mètres de profondeur.

La hauteur à laquelle on peut élever l'eau avec ce dispositif très rudimentaire dépend naturellement de la pression d'eau qu'on a disponible : pour élever de 8 mètres, il faut environ $5^{kg},5$ de pression par centimètre carré, correspondant à une hauteur d'eau en charge d'au moins 55 mètres, frottements non compris.

Les expériences faites montrent qu'il faut avec cet appareil dépenser 104 à 129 d'eau en charge pour déplacer 100 d'eau à pomper; mais il est d'une grande simplicité de construction et d'installation.

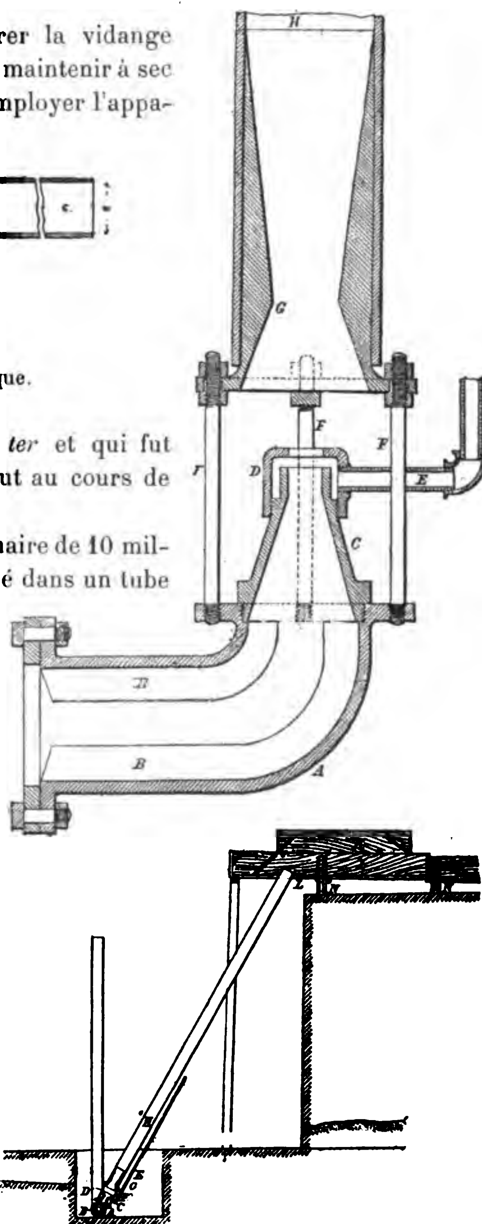


Fig. 720 et 721.

Éjecteur des mines d'or de Chestatee. — Cet appareil est employé pour élever en les délayant dans l'eau les sables aurifères des mines de Chestatee, en Géorgie.

L'appareil comprend (*fig.* 720) un tube amenant l'eau sous pression dont une partie est destinée à dégrader le sable contenant les paillettes d'or et à lui servir de véhicule, et dont l'autre partie sert à faire fonctionner l'éjecteur. Ce dernier est raccordé au tube d'amenée par un coude A portant des ailettes antérieures B destinées à redresser le courant d'eau qui débouche dans l'ajutage conique C. Le tuyau de refoulement H est maintenu à une certaine distance du coude par les boulons F et contient dans sa partie inférieure un manchon G à deux cônes intérieurs. Un conduit E débouchant dans l'atmosphère amène l'air à l'extrémité du bec C, lorsque l'appareil est totalement submergé. Enfin le joint du coude B avec le tuyau d'amenée permet d'incliner l'axe de l'appareil par rapport à la verticale.

La figure 721 montre d'ailleurs un exemple d'installation : Le tuyau de décharge est incliné et débouche dans une boîte N en bois munie d'un couvercle K destiné à empêcher les projections à l'extérieur lorsque l'eau sort avec une certaine vitesse.

Avec un appareil de ce genre ayant un ajutage de 43 millimètres de diamètre, déchargeant le liquide dans une gorge G de 76 millimètres contenue dans un tuyau de refoulement de 152 millimètres, on refoule à $5^{m},50$ en se servant d'eau à une pression de $4^{kg},2$ par centimètre carré.

Éjecteur J.-E. Melcher. — L'éjecteur Melcher (*fig.* 722 et 723) est un appareil construit dans le même but que le précédent. Il sert à draguer ou à amener à la surface du sable ou de la vase. Pour cela, le tuyau qui amène l'eau sous pression se partage en deux parties : l'une est dirigée vers le bas pour envoyer l'eau servant à délayer la boue ou le sable; l'autre, dirigée vers le haut, alimente l'éjecteur proprement dit.

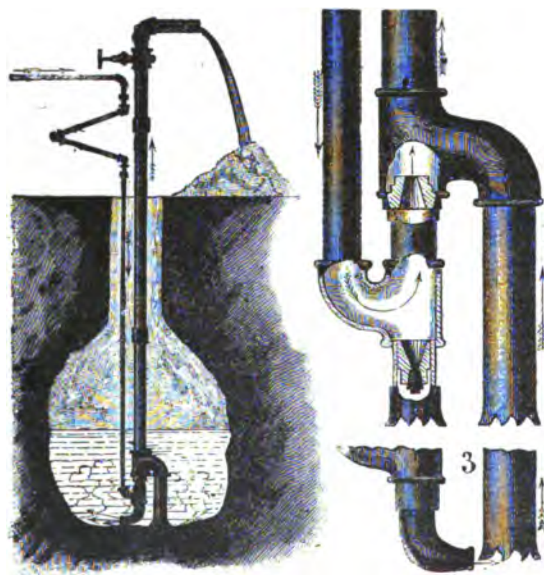


Fig. 722 et 723.

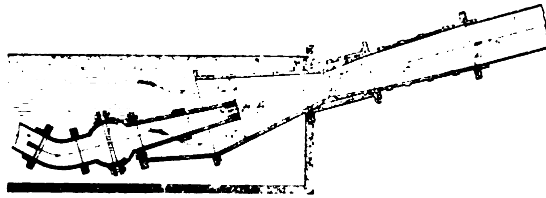
Les diamètres des ajutages sont naturellement proportionnés à l'état dans lequel se trouve la matière à élever.

Si elle est épaisse, on fera plus grande la tuyère qui envoie l'eau de délayage et inversement.

L'appareil éjecteur est réduit à sa plus grande simplicité, car il ne se compose que d'une bague conique dont la petite extrémité débouche près de l'ouverture du tuyau d'aspiration.

L'appareil est suspendu à quelque distance du fond. Pour l'empêcher de se boucher, le tuyau qui amène l'eau servant à délayer la vase est recourbé, et on peut diriger son jet sous l'ouverture du tuyau d'aspiration.

Élévateur-éjecteur. — Cet appareil se compose (*fig.* 724) d'un tube central *a*, amenant l'eau motrice, terminé par une partie légèrement conique, à l'extrémité de laquelle est vissé un ajutage d'un diamètre deux fois moindre environ.


Fig. 724.

Cette partie rentre dans un tube conique de grand diamètre plongeant dans le liquide à élever et se continuant par un tube de refoulement, auquel il est raccordé par une dernière surface évasée.

L'appareil est relié à la conduite d'amenée par un joint sphérique qui facilite son installation.

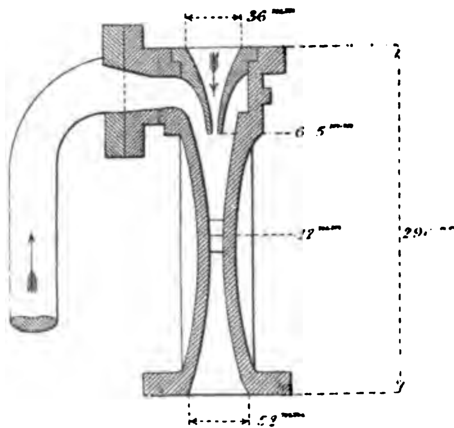
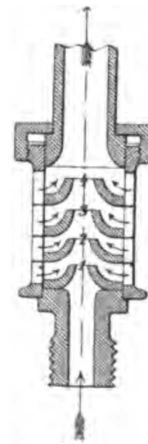


Fig. 725.


Fig. 726.

L'élévateur-éjecteur a été essayé aux mines d'or de la Société de la Léna par M. Schostak, ingénieur des mines.

Voici les données principales de l'appareil et les résultats des essais :

$d_0 = 101$ millimètres. — Surface correspondante		$0^{m^2},0080$
$d'_0 = 190$ — —		0 ,0284
$d_1 = 254$ — —		0 ,0510
$d_2 = 406$ — —		0 ,1295
$d = 559$ — —		0 ,2450
Surface de l'orifice aspirant annulaire	0,2450 — 0,0284 =	$0^{m^2},2166$
Hauteur correspondante à la pression de l'eau motrice		$67^m,08$
Hauteur d'élévation		$7^m,32$
Rapport de ces pressions	$\frac{67,08}{7,32} =$	9,17
Débit d'eau motrice par seconde		$0^{m^3},198$
Débit de l'appareil par seconde		0 ,413
Débit utile	0,413 — 0,198 =	0 ,215
Volume de minerai entraîné		0 ,017

Volume d'eau ayant le même poids. . . . . . . $0,017 \times \frac{10}{6}$ $0^{m3},028$

Effet utile de l'appareil en m³ d'eau. . . . $0,028 + 0,198 = 0,226$

Rendement d'après M. Schostak . . $\frac{7,32(0,226 + 0,198)}{67,08 \times 0,198} = 23,52$

Mais ce rendement n'est pas exact, attendu que le travail utile consiste seulement dans l'élévation de $0^{m3},226$ à $7^{m},32$. Le rendement dans ces conditions est beaucoup plus faible :

$$\frac{7,32 \times 0^{m},226}{(67,08 - 7,32)\,0,198} = 14 \text{ p. } 100 \text{ environ.}$$

Rendement des éjecteurs. — Les causes de faible rendement des éjecteurs et autres appareils du même genre ont été étudiées, et il a suffi de quelques recherches pour montrer qu'elles étaient de deux natures bien distinctes :

1° Pertes dues aux chocs de l'eau motrice sur l'eau à élever ;

2° Pertes dues aux frottements dans les conduites.

On a donc été amené à diminuer dans la mesure du possible le rapport des vitesses de l'eau motrice et de l'eau à élever, rapport qui est lui-même fonction de $\frac{H}{h}$, rapport des pressions de ces liquides, et à augmenter les dimensions des appareils.

Des expériences, faites par M. Herr sur des éjecteurs Kœrting de différents débits, montrent en ce point l'accord de la théorie et de la pratique.

h hauteur d'élévation en mètres	H pression de l'eau motrice	$\frac{H}{h}$	Dépense d'eau par heure en mètres cubes	Quantité d'eau élevée par heure en mètres cubes	Rendement
1° Essais sur un éjecteur Kœrting débitant 10^{m3} à l'heure :					
1,5	25	17,3	8,50	11,48	0,08
2,8	24	8,93	8,60	9,40	0,13
5,25	26	5	8,42	6,66	0,16
9,08	27	3	8,50	2,60	0,12
2° Essais sur un éjecteur Kœrting débitant 25^{m3} à l'heure :					
1,50	20,4	13,60	15,2	24	0,12
3,00	19,0	6,33	13,72	17,05	0,20
4,50	17,8	3,95	13,41	10,29	0,23
5,57	17,0	3,05	13,98	7,37	0,17
6,62	16,2	2,45	13,60	3,32	0,10
3° Essais sur un éjecteur Kœrting d'un débit pouvant atteindre 82^{m3} à l'heure :					
4,17	17,0	4,08	61,0	53	0,21
4,17	21,0	5,04	67,5	84	0,25
3,30	15,5	4,70	56,15	55,44	0,21
3,45	20,5	6,00	64,3	82,39	0,22

L'inspection de ces résultats montre que le meilleur rendement, 25 0/0, a été obtenu avec le débit le plus fort, qui correspond naturellement à l'appareil de plus grandes dimensions, et que, dans tous les cas, on approche d'un résultat satisfaisant en prenant le rapport $\frac{H}{h} = 4$ à 6.

FIRE-HYDRANTS

Les fire-hydrants sont des éjecteurs d'un genre particulier installés dans les villes pour fournir immédiatement l'eau nécessaire aux premiers secours en cas d'incendie. Le nom de ces appareils nous indique leur pays d'origine ; c'est, en effet, en Angleterre que les premiers furent employés en 1862.

Dès cette époque, M. James Easton avait proposé à la Société des Ingénieurs civils d'Angleterre d'établir autour de la ville de Londres des réservoirs placés assez haut et contenant de l'eau destinée exclusivement à l'extinction des incendies. De ces réservoirs seraient partis des tuyaux de diamètres convenables se ramifiant dans les différents quartiers. Certaines villes ont adopté une canalisation d'eau sous pression comme celle-ci, mais beaucoup plus petite, et ayant pour but de servir à jeter, au moyen d'appareils spéciaux, l'eau contenue dans les conduites ordinaires, sur les bâtiments en cas de sinistre. Ces appareils sont les « fire-hydrants ». Ils ressemblent beaucoup aux éjecteurs déjà décrits, employés pour élever l'eau des mines d'or (Melcher, Chestatee).

Fire-hydrant Greathead. — Cet appareil est le type du genre. Il date de 1879. Il se compose de deux manchons pouvant se visser l'un sur la conduite d'eau sous pression, l'autre plus gros sur la conduite ordinaire. Le plus petit se réunit au plus grand par une série d'ajutages coniques qui débouchent dans les corps de l'appareil.

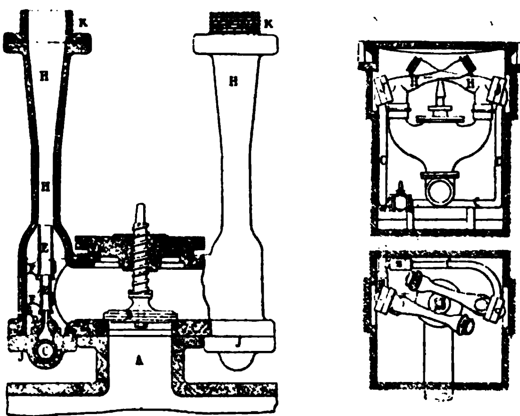


Fig. 727, 728 et 729.

Depuis l'apparition de cet appareil, les modifications ont été nombreuses, mais ont porté seulement sur la disposition (*fig.* 727 à 729). Ainsi on a groupé plusieurs fire-hydrants les uns à côté des autres et ayant des directions différentes : verticales, inclinées ; sur d'autres types, on a appliqué le dispositif à aiguille des injecteurs pour régler le débit total en augmentant ou diminuant celui de l'eau sous pression.

Fire-hydrants d'Halifax. — Nous extrayons d'une communication faite par M. Keating à la Société des Ingénieurs civils de Londres, en 1880, quelques indications sur les fire-hydrants dont on a muni la ville d'Halifax.

Devant rester fixés à demeure à la surface du sol et ayant par conséquent à

subir les températures les plus basses de l'hiver, les fire-hydrants, tels qu'on les a construits tout d'abord, étaient exposés aux éclatements provoqués par la congélation de l'eau qu'ils contenaient. On parait un peu à cet inconvénient en les enveloppant l'hiver de matière isolante. Le nouveau système (*fig.* 730 et 731) a l'avantage de ne pas nécessiter cette enveloppe, parce qu'il possède à sa partie inférieure un trou de vidange qui est bouché pendant la levée de la soupape, c'est-à-dire pendant qu'on se sert de l'appareil, par un obturateur de cuivre porté par le guide en laiton claveté sur la tige. Les deux ouvertures de la partie supérieure sur lesquelles on visse les tuyaux sont fermées en temps ordinaire par des bouchons vissés ; mais ils peuvent l'être encore au moyen d'un obturateur portant sur sa face arrière une crémaillère engrenant avec un pignon qu'on peut faire tourner de l'extérieur.

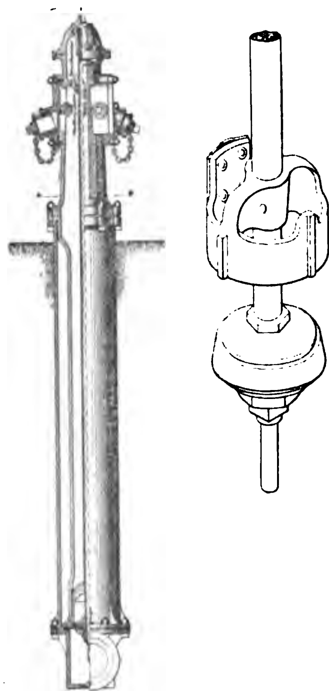


Fig. 730 et 731.

Cette disposition permet, au cours d'un sinistre, lorsqu'on a déjà vissé un tuyau, de pouvoir en visser un second, sans être obligé pour cela de fermer la canalisation, c'est-à-dire d'arrêter le premier.

Fire-hydrant Lœtser. — La « Cayuta Weel and Foundry C° », de Sayre, a construit un nouveau fire-hydrant, inventé par M. A. Lœtser et breveté aux États-Unis, le 22 août 1899.

Cet appareil (*fig.* 732 à 735) ressemble beaucoup au précédent ; il n'en diffère d'ailleurs aucunement comme fonctionnement.

Il se compose d'un tube vertical fixé dans un autre de diamètre plus grand et se terminant par une partie conique dont le petit diamètre égale le diamètre extérieur du tube précédent.

Cette disposition permet de faire tourner sans inconvénient et sans difficulté le plus petit dans le plus grand, afin de diriger l'orifice d'échappement vers le lieu du sinistre.

La tige qui porte la soupape se commande toujours par la partie supérieure, mais elle est munie à la partie inférieure d'un système particulier de guidage à glissière qui empêche sa rotation au moment du lavage, tout en permettant celle de l'ensemble dans le but indiqué ci-dessus.

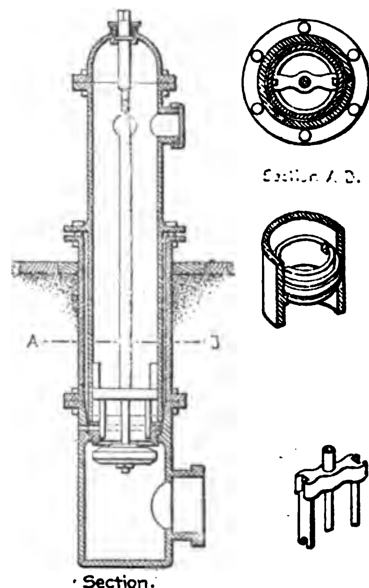


Fig. 732, 733, 734 et 735.

Cet appareil est pourvu de quatre trous de vidange au lieu d'un, comme l'appareil précédent.

Fire-hydrant « Mellert ». — Cet appareil comprend (*fig.* 736 et 737) un coude d'équerre en fonte se raccordant avec la conduite et portant verticalement un tube principal qui possède à sa partie supérieure quatre ouvertures sur lesquelles viennent se visser les tuyaux. En temps ordinaire, ces ouvertures sont fermées par des bouchons vissés qu'une chaîne attache au corps de l'appareil.

La partie sur laquelle porte surtout l'invention est la commande de la soupape qui se trouve à la partie inférieure de l'appareil.



Fig. 736 et 737.

II

LE FLUIDE MOTEUR EST UN GAZ

A. — LE GAZ AGIT PAR SA PRESSION

I. — MONTE-JUS

Cet appareil, qui a pris naissance dans les raffineries de sucre et les usines de produits chimiques, présente, à côté d'un rendement mécanique très faible, des com-

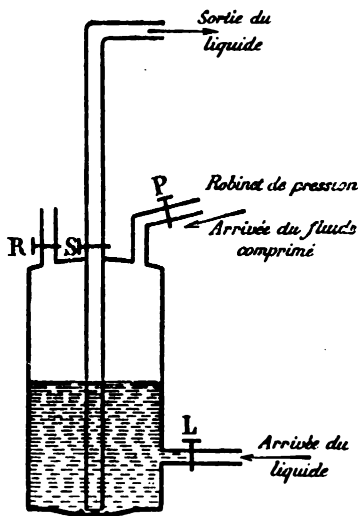


Fig. 738.

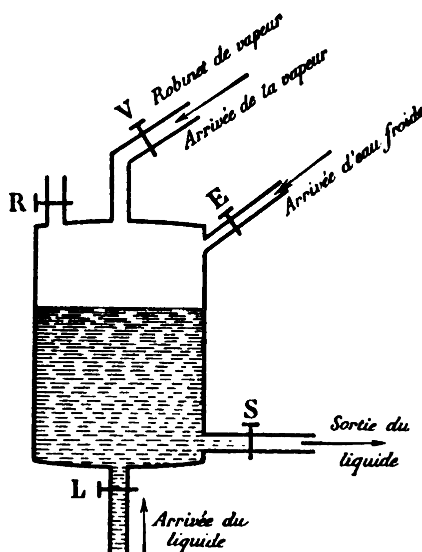


Fig. 739.

modités d'installations qui expliquent son emploi. On peut l'utiliser soit au refoulement, soit à l'aspiration. La figure 738 donne le schéma des premiers dispositifs. En voici le fonctionnement :

Ouvrir les robinets V et R d'arrivée du liquide et d'échappement d'air, remplir ainsi le réservoir de liquide. Après avoir fermé L et R, ouvrir les robinets de pression P et de refoulement S, puis déterminer par l'introduction d'un fluide comprimé quelconque le refoulement du liquide. La même manœuvre se répète successivement.

Au contraire, dans la deuxième disposition (*fig.* 739), dite « par aspiration », on doit employer un fluide aisément condensable, la vapeur d'eau par exemple; le fonctionnement est analogue :

Ouvrir les robinets V et R d'arrivée de vapeur et d'échappement d'air, remplir ainsi le réservoir de vapeur après avoir fermé V et R, ouvrir le petit robinet E d'injection d'eau froide; ainsi la vapeur se condense, déterminant dans l'appareil une importante dépression.

Ouvrir L, et permettre ainsi l'ascension du liquide.

Puis, enfin, fermer L, ouvrir V et S et déterminer le refoulement.

On voit que, dans ce dernier cas, la vapeur agit par l'effort statique dû à sa pression et aussi par l'action dynamique due à la très grande rapidité de sa condensation, entraînant ainsi, grâce au vide produit, les molécules d'eau voisines. Disons de suite que, lorsque l'eau chaude, résultat de la condensation, pourra être utilisée en tant qu'eau chaude (c'est le cas des injecteurs de chaudières), l'utilisation de l'énergie contenue dans la vapeur ne sera pas mauvaise. Lorsque au contraire, comme dans les pulsomètres, il n'en sera pas ainsi, l'utilisation de la vapeur sera très restreinte.

La facilité de manœuvre et la simplicité d'installations d'appareils tels que les monte-jus que je viens de décrire tentèrent, en dépit d'un rendement souvent très faible, les industriels, et, en même temps, les inventeurs se mirent à l'œuvre pour modifier, perfectionner, transformer même les dispositions primitives. Ainsi virent le jour les ingénieux et quelquefois très intéressants appareils dont je vais étudier quelques-uns. Le principe est toujours le même : utilisation directe d'un fluide comprimé pour déterminer l'élévation ou le transport de l'eau ou d'autres liquides.

Dans la catégorie des monte-jus, nous ferons rentrer les pulsomètres à air comprimé, qui sont de véritables monte-jus automatiques.

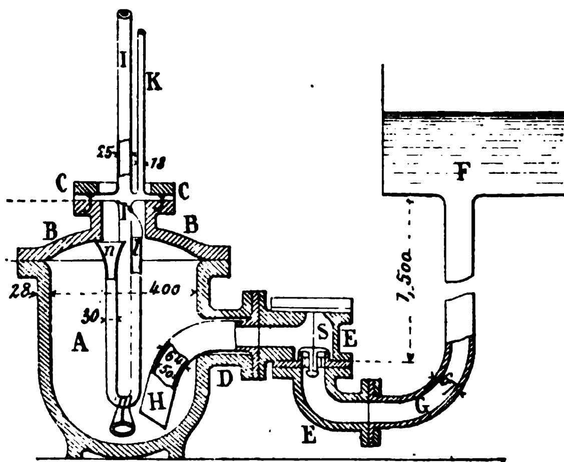


Fig. 740. — Pulsomètre à air comprimé *Laurent*.

Pulsomètre à air comprimé Laurent. — Cet appareil et le suivant (dont j'emprunte les figures au Traité de Poillon) sont de véritables monte-jus automatiques. Suivant les liquides qu'ils ont à élever, ils sont construits en fonte, en plomb, en poteries ou en caoutchouc durci; ils n'ont, comme organes mobiles, qu'un clapet.

La figure 740 donne la disposition adoptée. Le réservoir F d'alimentation doit avoir son fond à $1^m,50$ au-dessus du niveau de la soupape S, qui commande l'arrivée du liquide. Le tuyau de refoulement I descend au fond du pulsomètre, s'élève à la

hauteur requise pour le refoulement, et se termine par un dégorgeoir recourbé. A ce tuyau est soudé un siphon *lmn*, qui assure l'automaticité de l'appareil. Enfin l'air comprimé arrive par le petit conduit K. Voici comment fonctionne cet appareil :

Le pulsomètre étant vide, l'air arrive par K, parcourt le siphon *nml* et s'échappe à l'extérieur par I. Ouvrons l'obturateur du tuyau G, la soupape S s'ouvre, l'eau remplit peu à peu le pulsomètre A, arrive au niveau *n*, remplit le siphon, et intercepte ainsi la sortie de l'air comprimé. A ce moment, l'air comprimé agissant directement sur le liquide, la soupape S se ferme, et le liquide est refoulé par I. Le niveau s'abaisse donc dans A ; mais, aussitôt qu'il atteint le coude *m*, l'air passe dans la branche *nm* et chasse devant lui le liquide du siphon et celui qui restait dans la colonne de refoulement. Dès lors, la pression s'abaissant dans A, la soupape S se rouvre, et le remplissage recommence.

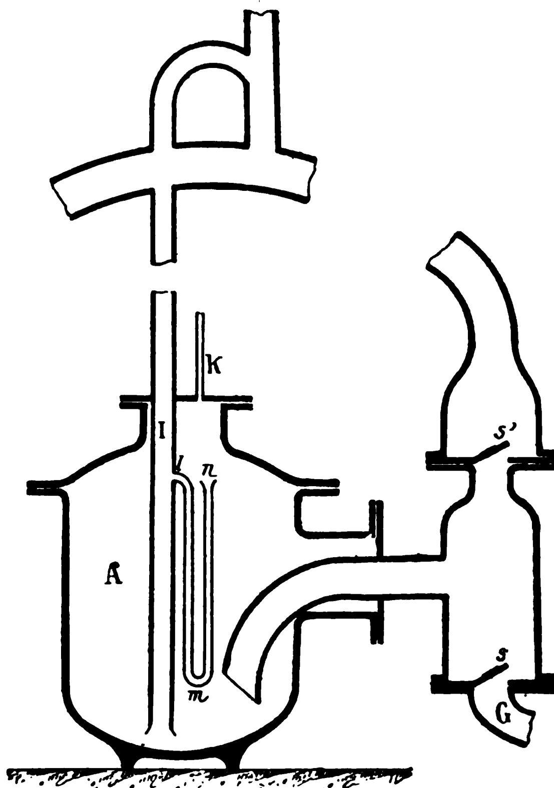


Fig. 741. — Pulsomètre *Laurent*.

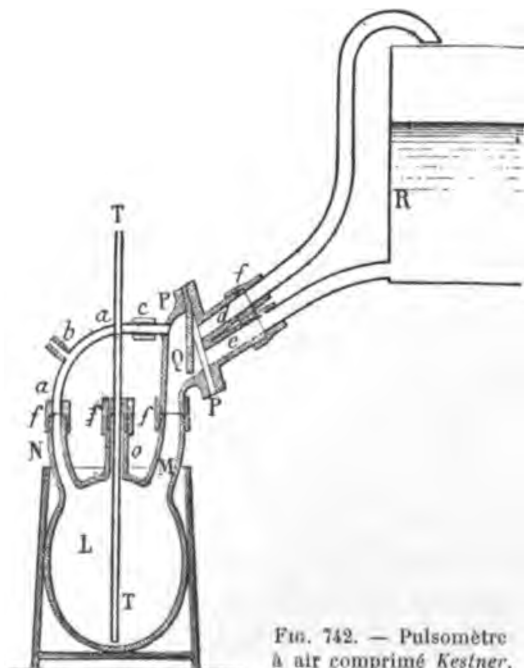


Fig. 742. — Pulsomètre à air comprimé *Kestner*.

Un semblable appareil, ayant 40 litres de capacité et actionné par de l'air à 5 kilogrammes, battait 20 pulsations à l'heure et permettait d'élever à 20 mètres de hauteur 30 tonnes d'acide sulfurique.

La figure 741 montre une disposition qui permet d'accélérer beaucoup le débit par l'adjonction d'un tuyau auxiliaire de refoulement et de son clapet de pied S' ; on voit qu'ainsi le refoulement a lieu surtout par le tuyau auxiliaire, tandis que le système I*lmn* sert presque exclusivement à l'automaticité.

Pulsomètre à air comprimé Kest-

ner. — C'est toujours le même principe ; ici l'appareil est généralement en poteries et caoutchouc durci, et sert à l'élévation de l'acide chlorhydrique (*fig.* 742).

L'air comprimé, arrivant par *b*, agit, grâce au conduit *abc*, sur les tubulures N et M et, lorsque le clapet Q est ouvert, peut s'échapper par le tuyau *d*. Le liquide à élever arrive par *e*, le tuyau de refoulement est TT.

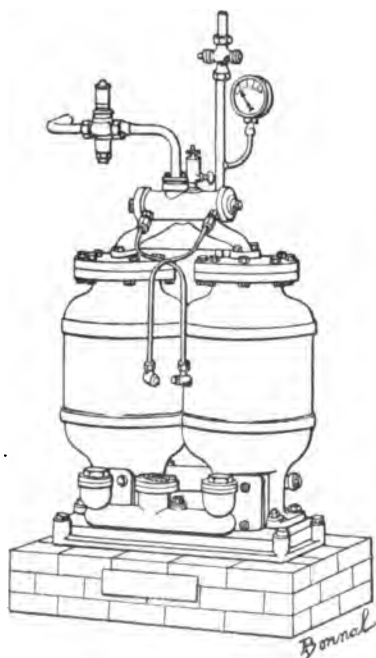
L'appareil étant vide, nous ouvrons le robinet d'écoulement du réservoir R ; le clapet Q s'ouvre, le liquide remplit le pulsomètre ; l'air comprimé s'échappe par *d* lorsque le liquide monte dans les tubulures M et N, et l'air comprimé ferme le clapet Q.

Alors, sous la pression de l'air, le refoulement s'effectue par TT jusqu'au moment où, le vase du pulsomètre étant vide, l'air s'échappe lui-même par TT ; la pression tombe et Q s'ouvre à nouveau.

Les phases du fonctionnement se reproduisent alors dans le même ordre.

Pulsomètre Salmson à air comprimé. — Dans cet appareil, l'air agit comme un véritable piston fluide, et refoule l'eau, qui rentre alors automatiquement dans l'appareil.

Ce pulsomètre se compose (*fig.* 743 et 744) de deux réservoirs en tôle ou en fonte jouant le rôle de corps de pompe, et dans lesquels agit alternativement l'air comprimé dont un petit tiroir plan assure la dis-



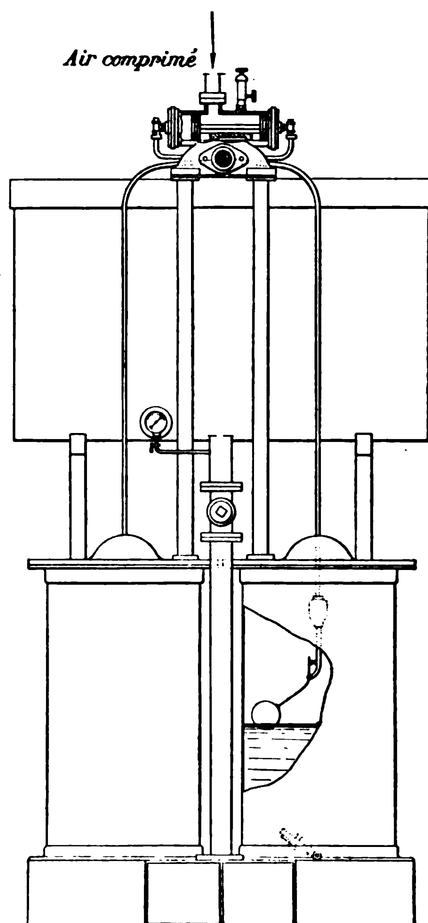


Fig. 743 et 744. — Pulsomètre à air comprimé *Salmson*.

tribution. Chacun des deux réservoirs se trouve donc en communication : 1° avec

l'arrivée d'eau par une soupape d'aspiration ; 2° avec la sortie par une soupape de refoulement; 3° avec la distribution d'air comprimé par une tubulure *ad hoc;* 4° enfin, avec l'une ou l'autre des extrémités du cylindre dans lequel se meut le distributeur, par une conduite verticale et par une petite tubulure en cuivre.

Le fonctionnement est excessivement simple; supposons l'appareil en marche. L'eau est chassée d'un réservoir pendant que l'autre se remplit; lorsque le réservoir dans lequel s'opère le refoulement est presque vide, le flotteur, qui suit le mouvement de l'eau et s'abaisse avec elle, détermine l'ouverture du petit conduit allant sur l'une des faces du distributeur; une certaine quantité d'air comprimé passe alors par là, et chasse le tiroir distributeur de façon à inverser et l'admission et l'échappement de l'air comprimé moteur. L'eau remplit alors le réservoir vide, pendant que l'autre alimente le refoulement.

Cet appareil peut être utilisé à élever l'eau (dans ce cas, il faut noyer les deux récipients) ; on l'emploie également, et de préférence, pour l'élévation des ascenseurs ou monte-charges. On lui fournit alors l'eau par une tubulure venant d'un réservoir dans lequel se fait l'échappement de l'appareil élévateur.

L'eau qui sert est toujours la même; au lieu de dépenser de l'eau sous pression, c'est de l'air comprimé que l'on consomme, et cela semble économique. Ainsi, à Paris, l'air à 5 kilogrammes coûte 0 fr. 135 le mètre cube, tandis que l'eau, dans les mêmes conditions, coûterait 0 fr. 650: l'économie est donc très réelle. D'ailleurs elle peut être augmentée encore — dans le cas où la hauteur d'élévation est relativement faible — par l'emploi d'un détendeur de pression.

Appareil de M. de Montrichard pour l'élévation des eaux. — Les appareils d'élévation d'eau de M. de Montrichard sont de deux sortes ; la première catégorie est mue par l'air comprimé, et la seconde par la vapeur sèche. Les uns et les autres reposent sur le même principe ; ils diffèrent seulement par leur agencement.

1° *Pompes à air comprimé.* — L'appareil mû par l'air comprimé (*fig.* 745) se compose d'un récipient en tôle ayant la forme d'une bouteille. Il est en communication avec le liquide à élever dans lequel on le plonge par une soupape d'aspiration A et avec le refoulement par la soupape E. L'arrivée et la sortie de l'air comprimé s'opèrent par deux tubulures débouchant à la partie supérieure, commandées par deux soupapes M, N, s'ouvrant en sens inverse l'une de l'autre, et mises elles-mêmes en mouvement directement par un flotteur guidé par une tige à sa partie inférieure.

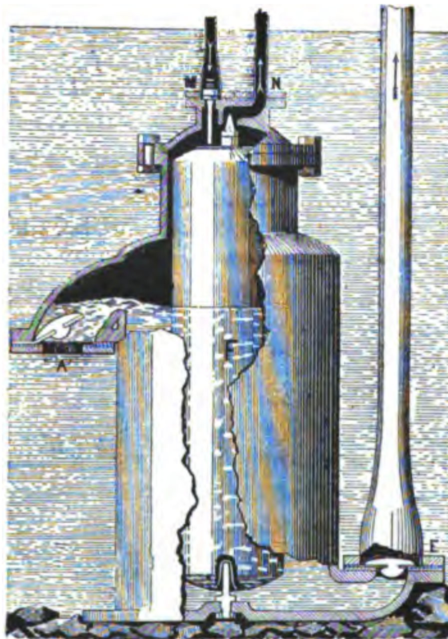


Fig. 745.

Si on plonge l'appareil dans l'eau, la soupape d'aspiration A se soulève, et il se remplit ; lorsque l'eau arrive à un niveau suffisant pour provoquer sur le flotteur une pression supérieure à celle qu'exerce sur la soupape M l'air comprimé, il la soulève et, en même temps qu'il livre passage au fluide moteur, il ferme la soupape d'échappement N ; l'eau est alors chassée dans le refoulement. Le flotteur conserve cette position tant que la poussée exercée par l'eau de bas en haut, augmentée de la pression dans le même sens exercée par l'air comprimé sur la soupape N, contre-balance son poids.

Mais, le niveau continuant à baisser, la poussée diminue, et il arrive un moment où le poids des organes mobiles l'emporte. A cet instant, l'entrée d'air comprimé et le refoulement cessent, l'échappement N s'ouvre, et l'aspiration recommence par A.

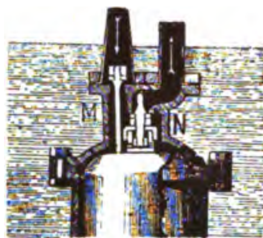


Fig. 746.

L'ouverture du clapet A ne peut s'effectuer qu'un certain temps après l'abaissement du flotteur, c'est-à-dire lorsque l'air qui est encore à la pression d'arrivée se sera détendu à l'extérieur.

M. de Montrichard a remédié à ce petit inconvénient, et surtout a rendu son appareil plus économique, en le munissant de dispositifs simples qui permettent d'utiliser le travail de la détente.

Le premier (*fig.* 746) consiste à permettre à la soupape N un certain mouvement dans le sens vertical par rapport au flotteur, et par conséquent à M. Quand le niveau de l'eau a monté suffisamment dans l'appareil, le flotteur fait toujours bloquer N sur l'échappement, et M s'ouvre comme précédemment ; il n'y a rien de changé.

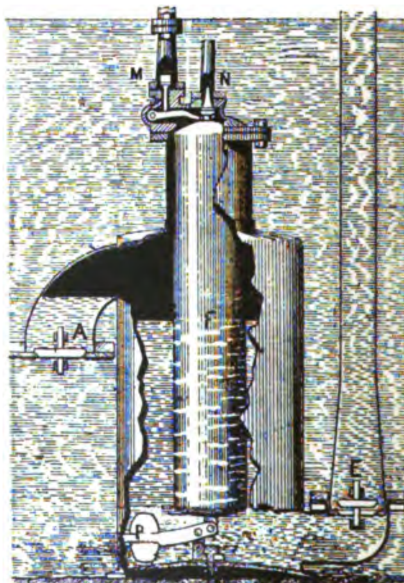


Fig. 747.

Au contraire, pendant le refoulement, l'abaissement du niveau provoque la descente du plongeur et la fermeture de M ; mais il n'entraîne pas de suite la soupape N à cause, d'une part, du jeu vertical qui lui a été laissée, et, d'autre part, de la pression d'air comprimé agissant sur la face inférieure et l'appliquant sur son siège.

Le refoulement de l'eau continue donc pendant cette période de détente, et, lorsque la pression a suffisamment baissé pour ne plus pouvoir chasser l'eau, N se décolle par son poids.

Comme on le voit, ce système exige le réglage du poids de la soupape; un autre dispositif permet également d'arriver au même résultat (*fig.* 747). La tige de la soupape N joue librement à l'intérieur du flotteur, et vient s'articuler à la partie inférieure au petit bras d'un levier à contrepoids P, articulé à un support fixé au fond de l'appareil. Un levier à fourchette, articulé en un point fixe à la partie supérieure, supporte la soupape M, qui est libre, en même temps qu'il embrasse le dessous de N.

Pendant le remplissage, M est fermé et N est ouvert; puis, lorsque le niveau a suffisamment monté, le flotteur soulève le levier qui fait ouvrir M et N.

Au cours du refoulement, lorsque le plongeur F descend, le levier à fourchette en fait autant, et M est fermée par son poids et par l'action de l'air comprimé; mais, omme F glisse sur la tige de N, il ne l'entraîne pas; le contrepoids P maintient la soupape fermée, et l'air emprisonné peut se détendre et continuer à refouler l'eau.

L'appareil est disposé de telle sorte que ce refoulement s'opère jusqu'à ce que le flotteur vienne presque s'appuyer sur le fond du corps de pompe; en même temps, il appuie sur une butée de la tige de N, relève le contrepoids P : l'échappement s'ouvre, et l'aspiration recommence. Mais il faut noter que, déjà un peu avant l'ouverture de N, le niveau de l'eau ayant assez baissé pour découvrir l'orifice de refoulement d'eau, une certaine quantité d'air comprimé (quoique déjà assez fortement détendu) s'échappe dans la colonne liquide de refoulement. Dans cette partie assez courte de son fonctionnement, l'appareil de Montrichard procède des émulseurs.

Les trois types d'appareils que nous venons de décrire correspondent à des besoins différents. Pour un petit débit, un refoulement de moins de 10 mètres, le premier appareil — que j'appellerai sans détente — suffira largement; il sera d'ordinaire actionné par une pompe à bras pour la compression de l'air.

Pour un débit moyen (habitations, exploitations agricoles, etc.), le troisième type, avec détente dans la colonne de refoulement, même sans butée, pourra convenir jusqu'à des refoulements de 60 mètres environ.

Pour les forts débits, les fortes hauteurs, et lorsqu'on dispose d'un compresseur puissant, on emploiera le deuxième type, à détendeur automatique, ou même une combinaison des deuxième et troisième types.

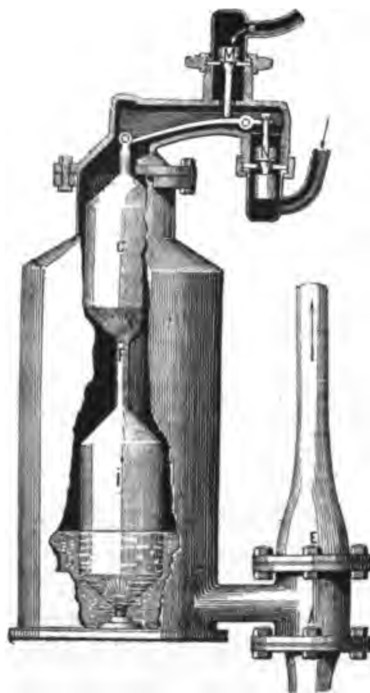


Fig. 748.

Sans entrer dans les détails de la théorie de cet appareil, dont plusieurs points ont été traités déjà dans les *Annales des Mines* (livraison de juillet 1896), il y a cependant lieu de donner encore quelques indications générales sur son fonctionnement et les dispositions spéciales à adopter dans certains cas.

Nous avons vu que, dans tous les cas, c'était le déplacement du flotteur qui déterminait l'ouverture et la fermeture des soupapes; par suite, nous aurons, dans le fonctionnement de l'appareil, une périodicité très nette, intimement liée à la course du flotteur de part et d'autre de sa ligne de flottaison.

Dès lors, on comprend que, si l'on donne au flotteur une forme en deux parties I et G (*fig.* 748) reliées par une tige, la partie supérieure, située au-dessus du niveau de flottaison F, servira à assurer la poussée ascendante, tandis que la partie I, située au-dessous du même niveau, assurera la traction descendante;

ainsi l'écart des deux parties devra avoir pour conséquence un accroissement de l'amplitude du mouvement de la surface liquide, et par suite une augmentation de débit.

On conçoit que, dans ces conditions, le refoulement de l'eau sera intermittent, avec de hautes fréquences si l'amplitude est faible, avec des fréquences inférieures si elle est plus élevée. On a cherché à obtenir la continuité de refoulement, et, pour cela, on a ajouté un réservoir supplémentaire O (*fig.* 748), qui est relié à la fois au refoulement E et à l'arrivée M d'air comprimé. Lorsque le refoulement a lieu, une partie de l'eau monte dans la colonne d'évacuation, l'autre pénètre dans le réservoir O. Lorsque M se ferme, l'air comprimé agit sur le liquide de O, et le refoule à son tour. Ainsi on peut espérer un écoulement sensiblement continu.

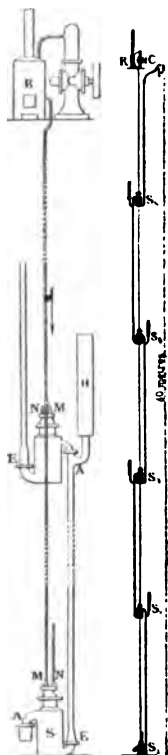


Fig. 749.

Pour les puits profonds, on peut disposer les appareils de Montrichard en relais; mais, comme il n'est pas certain que les débits de tous ces appareils soient égaux, la disposition de la figure 749, la conduite de refoulement de chaque appareil sera prolongée par un réservoir H, situé au-dessus de l'appareil immédiatement supérieur et lui faisant office de réservoir d'alimentation. Si le niveau du liquide monte dans H, l'appareil qui l'alimente, ayant à vaincre une pression de refoulement plus grande, verra diminuer son débit, tandis que l'appareil alimenté par lui, sous une charge supérieure, précipitera son allure; ainsi les débits se régulariseront en quelque sorte automatiquement.

Notons enfin que, par la détente, se produira un refroidissement compensé en partie si l'on veut par la présence de l'eau, mais qu'en tous cas l'installation d'un réchauffeur d'air comprimé ne pourra qu'être très favorable au rendement. Ce réchauffeur pourra d'ailleurs être installé en un point quelconque de la conduite d'air comprimé, en R par exemple (*fig.* 749).

Ces appareils paraissent intéressants, ils le seraient plus encore si des expériences sérieuses avaient été faites et permettaient de préciser les conditions pratiques du fonctionnement, ainsi que leur rendement.

2° *Pompes de Montrichard à vapeur.* — Ces appareils à vapeur sont basés et construits sur le même principe, avec cette différence que l'échappement de la vapeur se fait dans le refoulement et que la condensation ainsi produite provoque un vide suffisant pour donner naissance à l'aspiration; à cet égard, ils se rapprochent des pulsomètres. Ceci était nécessaire, car il est à peine besoin de dire qu'un tel appareil marchant à la vapeur ne peut être plongé dans l'eau froide. La tubulure d'aspiration est munie à sa partie inférieure d'une crépine et d'un clapet du pied (*fig.* 750). Le refoulement continue l'aspiration suivant le même axe, et le corps de l'appareil ne possède qu'une ouverture par laquelle l'eau est aspirée et refoulée.

L'emploi du calorifuge pour les conduites de vapeur s'impose naturellement pour l'obtention d'un bon rendement. On peut arriver à diminuer notablement les condensations dans le corps de l'appareil en faisant aspirer une certaine quantité d'huile au début de la marche; cette huile reste d'abord à la surface de l'eau, puis vient se coller sur les parois, où elle forme un véritable enduit isolant.

L'inventeur estime que ce procédé augmente le rendement de ses appareils de 60 0/0.

Quoi qu'il en soit, une pompe que M. de Montrichard a installée pour son usage personnel à Montmédy donne, pour 8 kilogrammes de vapeur dépensés à l'heure, un débit de 1.600 litres à 13 mètres de hauteur. Autrement dit, 1 kilogramme de vapeur produit 2.600 kilogrammètres.

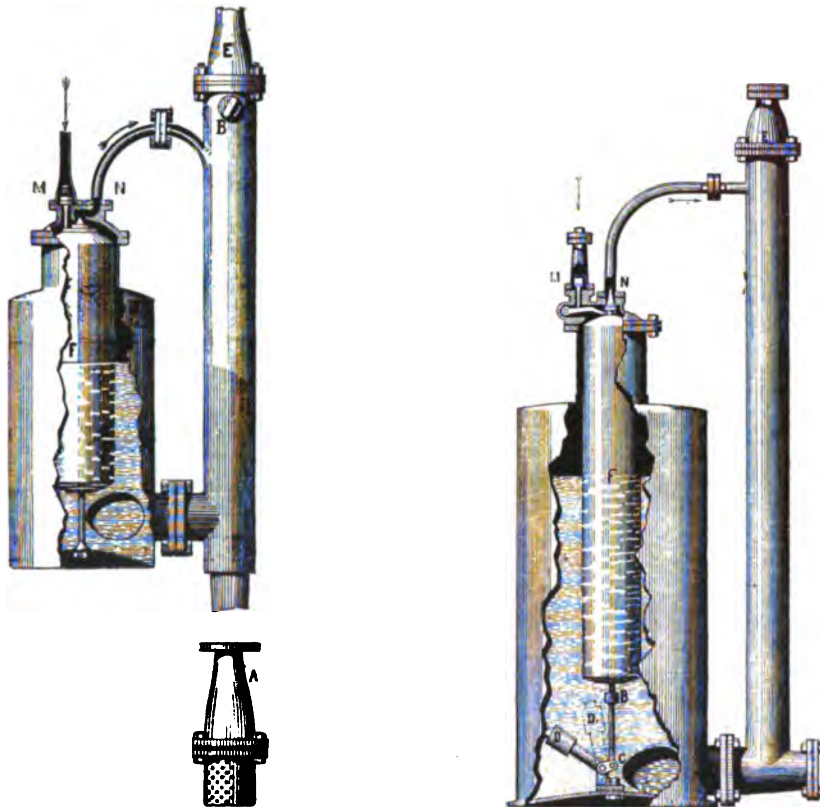


Fig. 750 et 751. — Pompes *de Montrichard* à vapeur.

Mais cette pompe fonctionne sans appareil de détente et sans calorifuge, perfectionnement que M. de Montrichard n'a pas cru devoir apporter à son appareil, étant donné le faible débit du puits sur lequel il est monté.

La figure 751 donne l'ensemble de la disposition fonctionnant avec détente. B est la butée contre laquelle le flotteur vient presser pour relever le contrepoids D.

Pour ces appareils aussi, l'absence des essais pratiques est regrettable.

II. — PULSOMÈTRE A VAPEUR

Les pulsomètres permettent d'élever l'eau en employant directement la vapeur ; ils fonctionnent automatiquement et ont pour eux une très grande rusticité et une grande facilité d'installation.

Bien que les formes varient beaucoup, le principe reste toujours le même, et, dans tous les pulsomètres, on rencontre un corps de pompe, un clapet d'aspiration, un clapet de refoulement, un tuyau d'arrivée de vapeur et un robinet. Le corps de pompe est rempli de vapeur; elle se condense en partie, et, l'eau montant dans l'appareil, la condensation s'achève, de sorte que le corps de pompe se remplit d'eau. On rouvre alors le robinet de vapeur, dont la pression refoule le liquide dans la colonne d'évacuation. On peut ainsi, par poussées ou pulsations successives, élever l'eau à la hauteur voulue.

Cet appareil très simple s'installe rapidement et sans difficultés, se prête bien aux conditions de son emploi ; on peut par exemple le suspendre à une chaîne ou un palan et le descendre au fond du puits ; en somme, pour des installations provisoires, c'est très commode, malheureusement c'est peu économique.

Cherchons en effet à nous rendre compte du rendement mécanique du travail de la vapeur dans ces conditions. Appelons V le volume de vapeur employé et P sa pression; puisque cette vapeur travaille par simple refoulement, il faut dépenser un volume de vapeur égal au volume d'eau élevé, et la hauteur de refoulement est au plus égale à P (si P est exprimée en hauteur de liquide).

Pour fixer les idées, admettons que la pression de la vapeur soit de 5 kilogrammes par centimètre carré, soit $P = 50$ mètres.

La chaleur externe par kilogramme de vapeur à 5 kilogrammes est : $Apu = 44{,}15$ calories.

Cette vapeur pesant au mètre cube $2^{kg},6$, le poids du volume V (exprimé en litres) sera égal à $\frac{2{,}6V}{1.000}$, et le nombre de calories correspondant au volume sera donné par $44{,}15 \times \frac{2{,}6V}{1.000}$; l'énergie disponible sera donc, en kilogrammètres :

$$(1) \qquad 44{,}15 \times \frac{2{,}6V}{1.000} \times 428.$$

Or, en admettant une hauteur d'aspiration de 8 mètres, ce qui est très convenable, le travail produit sera au maximum :

$$(2) \qquad V \times (50 + 8) = 58V.$$

Le rendement, rapport des deux valeurs (2) et (1), ressort donc au maximum théorique à 12 0/0 environ.

Si maintenant nous cherchons à établir le rendement pratique, nous tomberons à des valeurs beaucoup plus faibles; il faut, en effet, compter consommer 6 à 7 kilogrammes de vapeur par cheval-heure en eau élevée.

Comptant seulement 6 kilogrammes et admettant 7.000 calories par kilogramme, on trouve, pour l'énergie disponible, 18 millions de kilogrammètres; alors le travail produit ne dépasse pas 270.000 kilogrammètres, ce qui fait ressortir le rendement mécanique absolu de l'installation complète à 1,5 0/0 environ.

Pourquoi ce faible rendement? J'en ai déjà donné quelques causes; la vapeur travaille sans détente, puis son rôle est de se condenser presque immédiatement au contact du liquide; la vapeur condensée abandonne en pure perte toute la chaleur qui reste dans l'eau de condensation; enfin, il y a des causes de déperditions impor-

tantes, dues au non-isolement des surfaces et à leur développement relativement important.

Pulsomètre de Hall. — Les figures 752 à 754 permettent de saisir rapidement la disposition et le fonctionnement de cet appareil : la première est une coupe par l'aspiration montrant les trois clapets qui l'assurent ; la seconde est une coupe par refoulement, qui n'a besoin que de deux clapets ; enfin, la troisième est une vue à plus grande échelle de la soupape de vapeur, très simple dans le type de Hall.

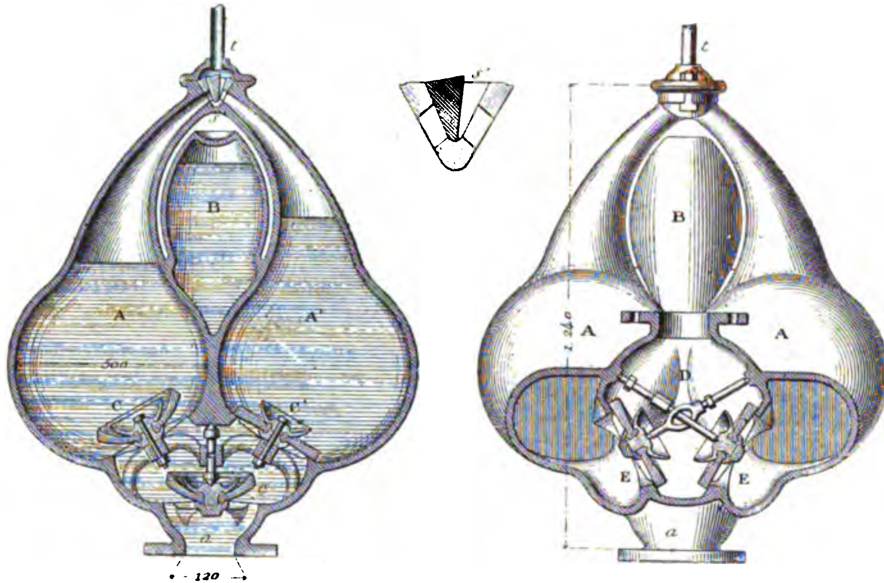


Fig. 752, 753. et 754.

Si, comme dans la figure, la soupape de vapeur ferme l'admission à gauche, la vapeur va agir dans la poire de droite et refouler le liquide par E' jusqu'au moment

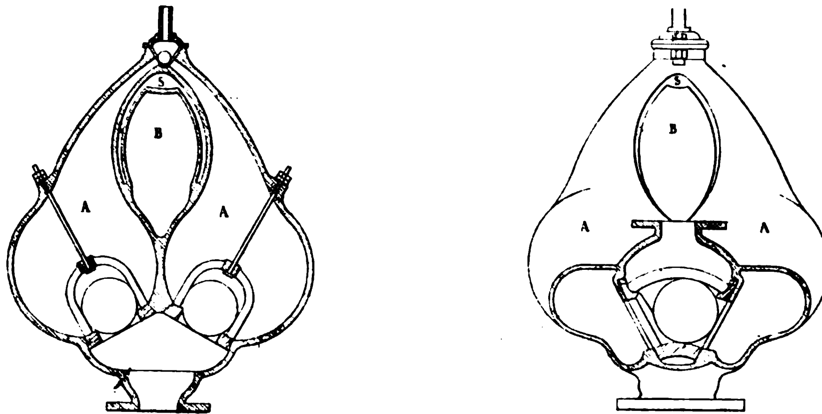


Fig. 755 et 756. — Pulsomètres à boulets.

où le contact de l'eau et de la vapeur sera suffisant pour que celle-ci se condense en partie, déterminant ainsi une dépression qui fera se rabattre la soupape *s'*. Alors, le

même phénomène se produira à gauche, avec refoulement par E, pendant que, dans la poire de droite, la condensation, en s'achevant, déterminera un vide suffisant pour que par C′ l'aspiration se produise. Et ainsi de suite.

Un réservoir d'air B, en communication avec la chambre d'aspiration, amortit les chocs que produirait l'arrivée brusque du liquide dans cette chambre.

Tous les pulsomètres que nous allons étudier ont un fonctionnement analogue, et il est bien clair que, pour une pression de vapeur constante et de hauteurs fixes d'aspiration et de refoulement, le nombre de pulsations à la minute se trouvera déterminé, ainsi que le débit de l'appareil. On pourra donc agir sur ce débit en réduisant ou augmentant dans certaines limites le nombre de pulsations par l'étranglement ou l'ouverture du robinet d'admission de vapeur.

Les figures précédentes représentent des soupapes en caoutchouc, pratiques pour les liquides légers et froids et pour l'eau en particulier ; si on avait affaire à des liquides chauds ou épais (goudrons, sirops, pâtes, jus, etc.), on prendrait de préférence des soupapes métalliques : les figures 755 et 756 montrent une telle disposition avec des soupapes à boulets.

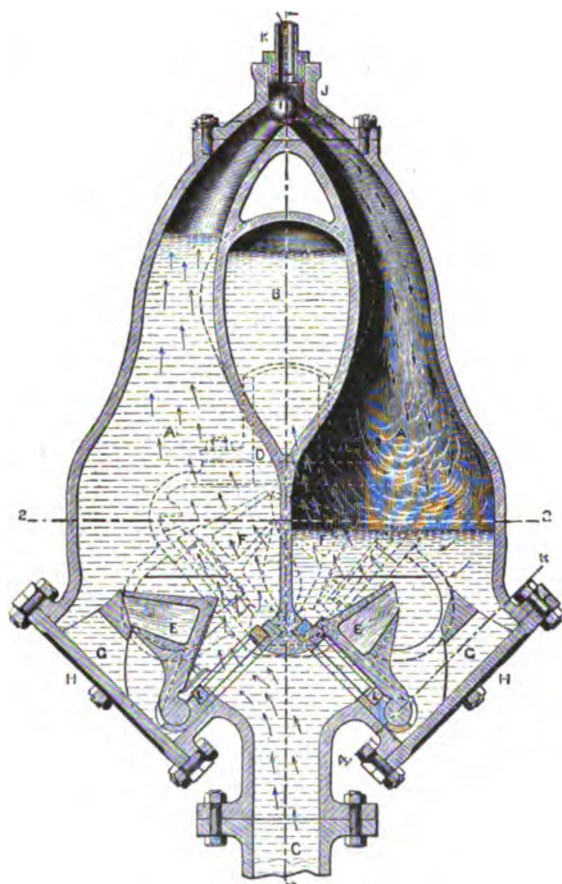


Fig. 757. — Pulsomètre *Hodgkin et Newhaus.*

Pulsomètre Hodgkin et Newhaus. — Cet appareil, qui fit sensation en Angleterre il y a une vingtaine d'années, est représenté sur la figure 757.

Le principe est toujours le même ; il faut remarquer la forme spéciale des deux lobes, en poire très allongée, afin de retarder la condensation de la vapeur et qu'elle ne se reproduise qu'après qu'un refoulement important a été obtenu par l'action directe de la vapeur. Des bouchons, vissés dans les parois à la partie supérieure, permettent de petites rentrées d'air.

Les soupapes sont métalliques, avec âmes de bois E, et leur mouvement est limité par des butées G, fixées sur les plateaux H, permettant d'ouvrir et de visiter l'appareil.

Les essais faits à cette époque par les soins de la Royal Agricultural Society firent ressortir la consommation de vapeur à près de 90 kilogrammes par cheval-heure, alors que les pompes centrifuges les moins perfectionnées n'en dépensaient

guère que 63 kilogrammes ; il y a néanmoins à tenir compte des facilités d'installation et d'emploi.

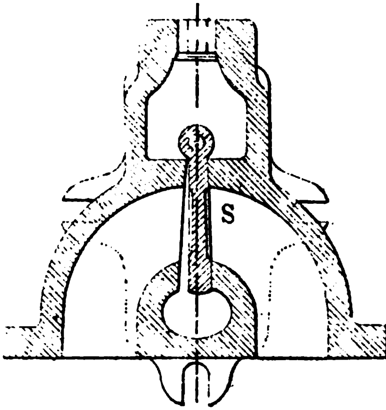


Fig. 758. — Pulsomètre *Ritter*.

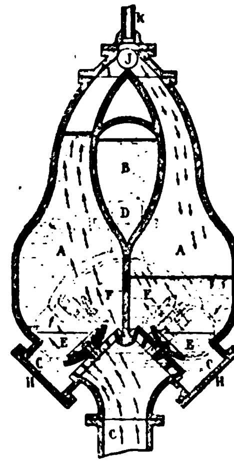


Fig. 759. — Pulsomètre *Van den Kerkhove* à soupapes en caoutchouc.

Pulsomètre Ritter. — C'est presque exactement le même dispositif que le pulsomètre de Hall; seule la soupape de vapeur présente une particularité que la figure 758 met en évidence : la baguette pulsatrice S est suspendue comme un balancier de pendule. On connaît cette disposition sous le nom de « clapet à pendule ».

Pulsomètre Van den Kerkhove. — Cet appareil, connu aussi sous le nom de « pulsomètre britannique », est très analogue au pulsomètre Hodgkin : la soupape de vapeur J est une valve sphérique en bronze; seuls, les clapets d'aspiration et de refoulement E et F diffèrent de ceux du type précité. Les figures 759 et 760 sont relatives à des appareils avec clapets E en caoutchouc ou métalliques; elles se passent de commentaires.

Pulsomètre Kœrting. — Au lieu que le mouvement de la soupape de vapeur soit exclusivement dû au vide qui se produit successivement dans les deux chambres du pulsomètre, MM. Kœrting frères l'ont réalisé sous la double influence de ce vide et de l'action de la vapeur directe emmagasinée à

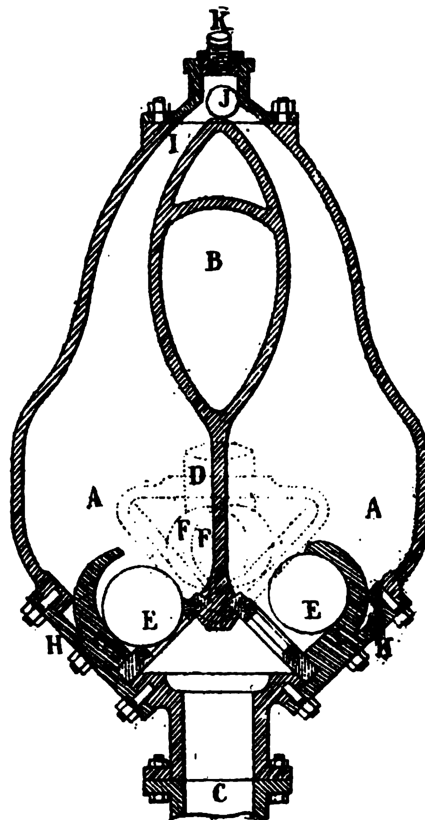


Fig. 760. — Pulsomètre *Van den Kerkhove* à clapets métalliques.

chaque pulsation dans les petites chambres *i* (*fig.* 761 et 762). Dans ces conditions, le clapet, formé d'une languette disposée en fléau de balance et oscillant autour d'un axe horizontal, fait, toutes choses égales, beaucoup plus de battements.

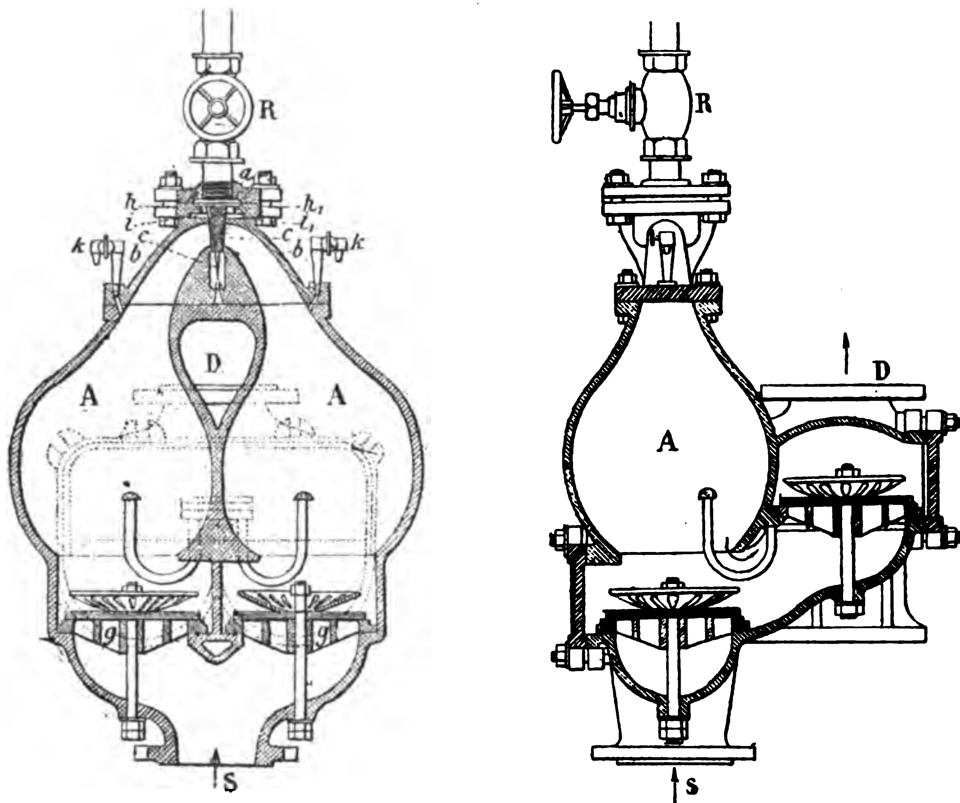


Fig. 761 et 762. — Pulsomètre *Kœrting*.

Dans ces conditions, la consommation de vapeur ainsi que l'élévation de température de l'eau sont moindres et, par suite, le rendement est accru. Les inventeurs citent à cet égard les chiffres comparatifs suivants : un pulsomètre ordinaire faisant 42 pulsations par minute et réchauffant l'eau de 0°,22 par mètre de hauteur de refoulement a été modifié suivant leur système, après quoi il faisait 75 pulsations et ne réchauffait plus l'eau que de 0°,12.

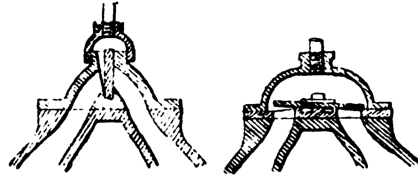
L'aspiration peut se faire jusqu'à 7 mètres, mais le maximum d'effet utile est pour 3 mètres. Les constructeurs indiquent une consommation de 1^{kg},500 de vapeur pour élever 1.000 litres d'eau à 10 mètres de hauteur, ce qui correspond à une dépense d'environ 70 kilogrammes de vapeur par cheval-heure en eau élevée.

En vue d'activer la condensation de la vapeur, des canaux, venant du refoulement, injectent dans les lobes un peu de liquide. Cela présente également l'avantage de diminuer l'échauffement des poires et d'augmenter le nombre de pulsations. Cette adjonction est bien visible sur les figures.

Pulsomètre Boivin: — Dans cet appareil, on a cherché surtout à rendre faciles la

visite et le nettoyage; je ne m'arrêterai pas sur ces questions; mais je signalerai les deux dispositifs adoptés pour la soupape de vapeur.

La figure 763 montre celui qui est usité pour les petits appareils, c'est le « clapet à languette » que nous avons déjà vu : c'est un morceau de bronze taillé en biseau et oscillant autour de ce biseau.


Fig. 763 et 764. — Clapet à balance *Boivin*.

La figure 764 représente le « clapet à balance » employé dans les appareils puissants; c'est un fléau oscillant terminé à chaque bout par une palette ouvrant ou fermant l'entrée des lobes du pulsomètre. Ce distributeur est très sensible, car la vapeur et le vide agissent simultanément sur ses deux faces et l'équilibrent.

Pulsomètre O. Georges. — La question du distributeur de vapeur a reçu, dans cet appareil, une intéressante solution; la valve de vapeur est ici remplacée par un tiroir cylindrique (*fig.* 765). Ce tiroir se compose de deux pistons K et d'un manchon intermédiaire; des rainures L, pratiquées à la partie supérieure du fourreau dans lequel glisse le tiroir, permettent à la vapeur de se rendre alternativement dans les chambres extrêmes des pistons. Enfin les espaces extérieurs aux pistons communiquent avec les lobes par des canaux R, aboutissant le plus exactement possible près de la zone de condensation.

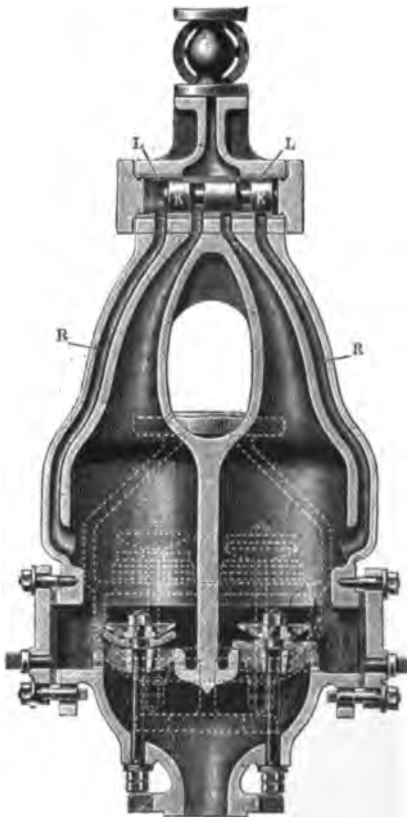
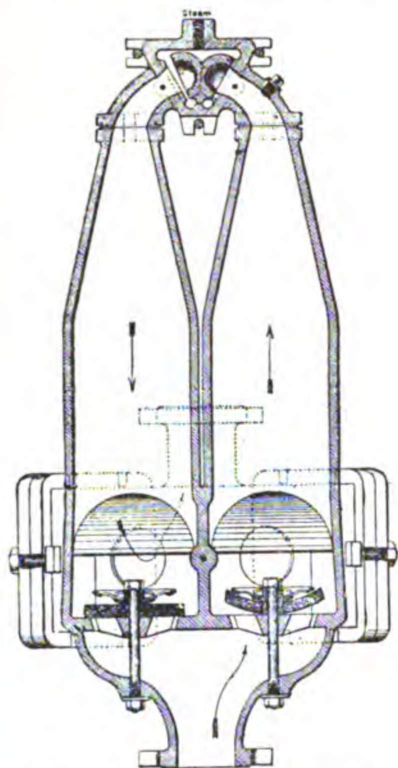


Fig. 765. — Pulsomètre *Georges*.

De la sorte, tant que la vapeur vive agit en refoulant le liquide, le tiroir reste en équilibre, puisque, sur les faces des pistons, s'exercent les mêmes pressions. Lorsque le liquide arrive au niveau de l'orifice de R, et que la condensation commence, il se produit un petit bouillonnement à l'entrée inférieure de R, et cela active la condensation, la pression baisse sur l'une des faces du piston, le tiroir se déplace et l'admission change de côté.

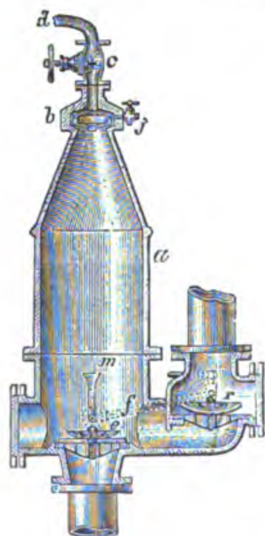
On obtient ainsi le maximum d'effet utile de la vapeur directe; le nombre de pulsations est accru avec l'effet utile et, par suite, les dimensions du pulsomètre sont diminuées pour un travail donné. Dans ces conditions, le réchauffement de l'eau n'est que de 0°,12 par mètre de refoulement. On obtient, suivant les appareils, des refoulements de 5 à 30 mètres et des débits variant de 30 à 12.000 litres par minute.

Pulsomètre Waterspout. — Il n'y a de particulier, dans cet appareil (*fig.* 766), que le distributeur de vapeur : c'est une valve formée de deux demi-sphères réunies par leur partie convexe et faisant corps avec un axe horizontal d'oscillation. Les plans diamétraux des sphères forment les faces plates de la valve et font entre eux l'angle voulu ; le fonctionnement est toujours le même, et l'on ne saisit pas *a priori* l'intérêt de cette disposition très spéciale.


Fig. 766. — Pulsomètre *Waterspout*.

Pompe Greeven. — C'est bien encore un pulsomètre, mais il est à simple effet et, ce qui fait surtout son originalité, c'est que son distributeur réalise volontairement le laminage de la vapeur employée.

On sait, en effet, que, lorsque de la vapeur traverse en vitesse de petits orifices, sa pression s'abaisse ; on sait aussi que, si cette baisse de pression n'est accompagnée d'aucun travail produit, il y a élévation de température de la vapeur qui se surchauffe. Or les propriétés de la vapeur surchauffée sont assez différentes de celles de la vapeur saturée et, en particulier, lorsque cette vapeur surchauffée se trouve en contact avec de l'eau froide, elle se condense brusquement en bloc, tandis que la vapeur saturée, placée dans les mêmes conditions, se condense progressivement et de proche en proche.



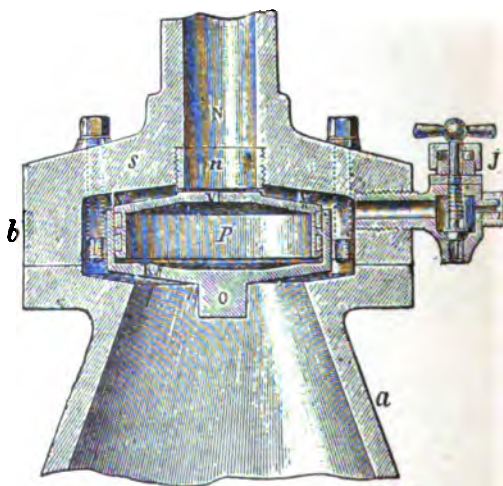


Fig. 767 et 768. — Pulsomètre *Greeven*.

Décrivons maintenant la pompe Greeven. Elle comprend (*fig.* 767 et 768) un seul corps de pompe *a* avec clapets d'aspiration *e* et de refoulement *r*, un tuyau d'injection d'eau et une distribution de vapeur représentée composée d'un piston P (*fig.* 768), comportant une partie supérieure mobile, qui peut venir s'appliquer sur le siège en bronze *n*, et une partie inférieure fixe. V, V′, V″ sont des orifices capillaires permettant à la vapeur de pénétrer dans la boîte du piston ; *j* est un petit reniflard d'air.

Supposons le corps de pompe rempli d'eau et admettons la vapeur, le piston P va s'abaisser, la vapeur va passer par l'ouverture annulaire très mince existant entre la partie inférieure du tuyau N et la partie supérieure du distributeur ; en même temps, elle pénétrera par V, V′ et V″ dans le distributeur, qui sera ainsi en équilibre.

La vapeur ainsi laminée et surchauffée va agir sur le liquide et le repousser dans la colonne de refoulement jusqu'au moment où la condensation se produit sous l'influence de l'injection d'eau du tube *fm*. Alors le refoulement cesse, une dépression brusque se produit dans l'appareil, et comme, néanmoins, l'intérieur du distributeur contient toujours de la vapeur sous pression, la partie supérieure mobile de ce distributeur va se soulever, obstruant ainsi l'admission de vapeur dans le corps de pompe. Pendant tout le temps de l'aspiration, il en sera de même, puis, l'équilibre se rétablissant, les mêmes phénomènes se reproduiront.

Pulsateur Bretonnière. — Dans cet appareil, on évite le contact et l'action directe de la vapeur sur le liquide à refouler, on utilise dans tous les cas la détente de la vapeur : par ces deux raisons, on peut réaliser une sérieuse économie de vapeur.

La figure 769, empruntée à l'ouvrage de Poillon, montre la disposition du pulsateur, dont le seul organe agissant est un diaphragme DD, en toile-caoutchouc, sur lequel agit la vapeur et qui agit lui-même sur l'eau à refouler.

Pour bien comprendre le fonctionnement, mettons en marche l'appareil et, pour cela, remplissons d'eau (en ouvrant le robinet R) la partie Q, située au-dessus du diaphragme, puis ouvrons l'arrivée H de vapeur. La vapeur trouve ouvertes les soupapes F et I ; elle ferme de suite cette dernière et, passant par l'autre, elle vient soulever le diaphragme qui refoule l'eau par le clapet P jusqu'au moment où, entièrement gonflé, il vient occuper la position pointillée sur la figure A. A ce moment, la vapeur qui continue à agir soulève le plateau central, et la soupape F, déchargée du poids de ce plateau et sollicitée par le ressort qui la supporte, va se fermer et arrêter l'admission.

La vapeur ainsi admise va maintenant se détendre et continuer ainsi le refoulement du liquide jusqu'au moment où sa pression sera égale à la pression atmosphérique augmentée de la hauteur de refoulement et de la hauteur due à la vitesse acquise. A ce moment, la soupape I va s'ouvrir ; la vapeur, continuant sa détente, va pénétrer dans la chambre O, soulever N, arriver dans Q ; dans ce trajet, elle se condense en partie, déterminant ainsi l'aspiration du liquide qui vient remplir Q, et, pesant sur le diaphragme, remet toutes choses en l'état où nous les avons vues au début de la marche.

Cet appareil très intéressant n'a pu se développer à cause de la presque impossibilité à laquelle on se heurte lorsqu'on veut trouver des diaphragmes suffisamment solides pour faire un service industriel.

Pulsomètre Fischer. — Le *Scientific American Supplement* de septembre 1889 donne la description d'un certain nombre de pulsomètres, dont celui-ci et quelques-uns des suivants.

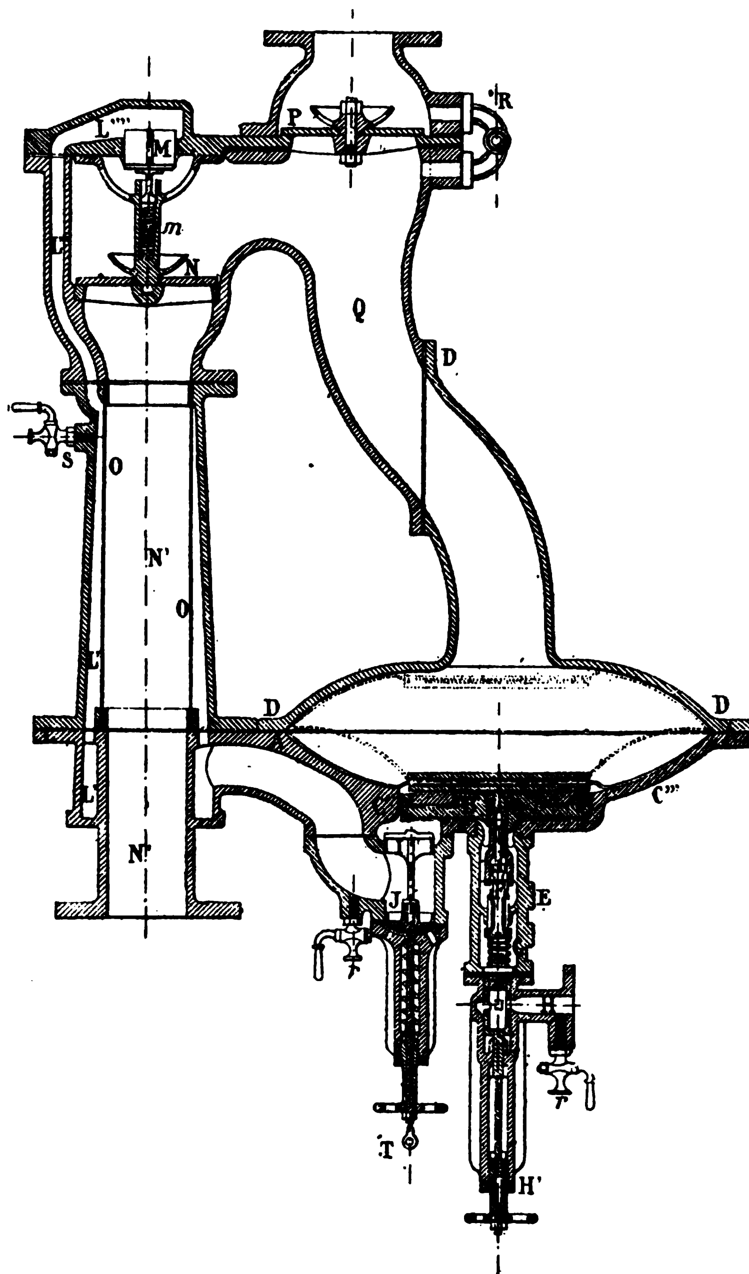


Fig. 769. — Pulsomètre *Bretonnière*.

Le pulsomètre Fischer est à chambre unique (*fig.* 770); cette chambre unique contient un cylindre central F, divisé en deux par une cloison horizontale; la partie supérieure A contient un flotteur S, relié à la soupape de vapeur et la commandant

la partie inférieure F contient un flotteur S_1, relié à la soupape V, qui fait communiquer les deux compartiments entre eux.

Supposons l'appareil plein d'eau ; S est en l'air, la soupape de vapeur est donc ouverte. La vapeur refoule l'eau. Lorsque le niveau descend au-dessous d'une certaine limite, la chambre F se vide, S_1 s'abaisse, V s'ouvre, la chambre A se vide à son tour, et le flotteur S, en s'abaissant, entraîne la fermeture de l'admission. La vapeur se condense alors et le corps de pompe se remplit d'eau.



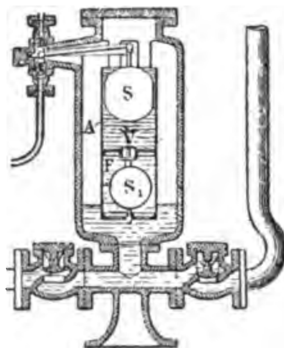


Fig. 770. — Pulsomètre *Fischer*.

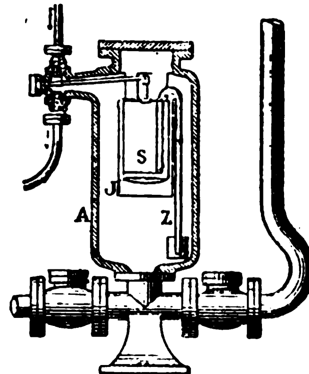


Fig. 771. — Pulsomètre *Shonike*.

Pulsomètre Shonike. — Le principe est exactement le même, mais le cylindre intérieur est plus petit ; il contient un flotteur S (*fig.* 771) qui est creux et plein d'eau en même temps que l'appareil lui-même. Un siphon Z amène la vidange de ce flotteur, lorsque, par suite du refoulement de l'eau, le niveau général s'abaisse, et le flotteur ainsi délesté remonte et ferme l'admission.

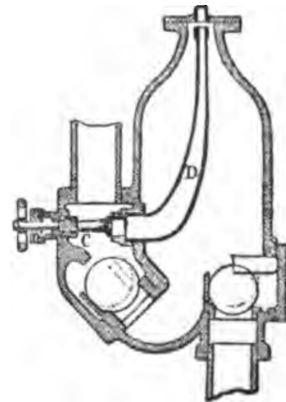


Fig. 772.
Pulsomètre *Winkelmann*.

Pulsomètre Winkelmann. — La figure 772 montre, à titre de curiosité, un pulsomètre sans distribution de vapeur, il est vrai, mais dans lequel la dépense doit être énorme ! Un tuyau D, de forme convenable, met la chambre de refoulement en communication avec l'orifice d'arrivée de vapeur. Pendant le refoulement de l'eau, une petite partie de ce liquide est projetée au-devant de la vapeur qui se condense ainsi. On conçoit qu'on puisse régler une fois pour toutes cet appareil peu économique.

Fig. 773. — Relais de pulsomètres au puits de *Rotherham*.

Relais de pulsomètres. — La figure 773 représente une intéressante application

des pulsomètres au fonçage de puits en terrains aquifères. Le puits en question fut foncé aux mines de Rotherham. On employa 6 pulsomètres disposés dans le puits en 3 relais de 3 pulsomètres chacun; les 3 pulsomètres inférieurs étaient simplement suspendus par des chaînes manœuvrées de la surface au moyen de treuils.



Fig. 774.

La hauteur totale d'élévation était de 72 mètres; le relais maximum fut de 30 mètres et l'épuisement atteignait alors 450 à 600 mètres cubes par heure. L'encombrement était extrêmement faible; le puits avait 6 mètres de diamètre, et 2 seulement étaient occupés par les pulsomètres.

La vapeur était fournie par des chaudières placées à 120 mètres environ de l'ouverture du puits; elle était à $5^{kg},6$ de pression.

Pulsomètre « Le Sirius ». — MM. Holden et Brooke, de Manchester, construisent un pulsomètre qu'ils appellent *le Sirius*, qui ne diffère des précédents que par la valve à vapeur (*fig.* 774 et 775), laquelle se rapproche néanmoins beaucoup de celle de Ritter.

Les sièges D, D sont en bronze phosphoreux et sont rapportés. La valve, au lieu d'être articulée, est formée de deux lames B raccordées à leur partie supérieure par un cintre reposant sur un support C qui lui sert d'axe.

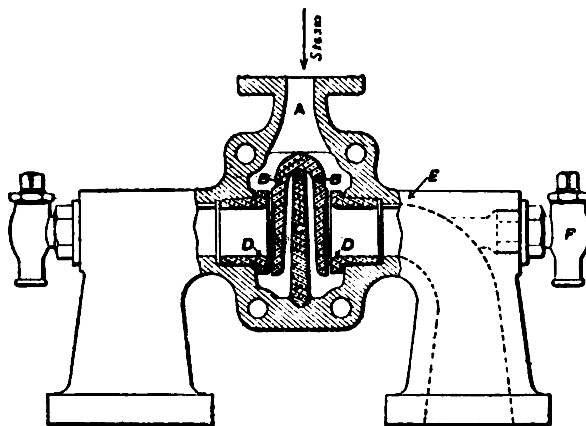


Fig. 775.

Cette disposition facilite beaucoup le démontage et le remplacement en cas d'accident.

Pulsomètre Émerson. — Cet appareil (*fig.* 776) présente une particularité dans le moyeu de commande de l'appareil distributeur de vapeur.

Quand on admet de la vapeur au réservoir A (*fig.* 776), elle refoule l'eau qui s'y trouve par le tuyau C; puis, quand on supprime la vapeur, le vide qui se forme par sa condensation en A y aspire de l'eau par la soupape B. La distribution de la vapeur est faite par un gros tiroir-piston E, commandé par un petit distributeur F, qui est actionné, au moyen de leviers amplificateurs ILKNM, par les dilatations et contractions de la longue tige G, fixée au bas du réservoir A, de manière qu'elle ferme la vapeur dès que sa chaleur a suffisamment allongé A ; un petit tube O, avec clapet de retenue, envoie un arrosage d'eau au commencement de la condensation, pour l'activer; on accède à la soupape B par le regard D, et on lève l'appareil par le crochet Q. Ces pulsomètres se font de puissances variant de $0^{m^3},500$ à 5 mètres cubes par heure, élevés à 30 mètres, avec réservoir Δ de 150 et 610 millimètres de diamètre.

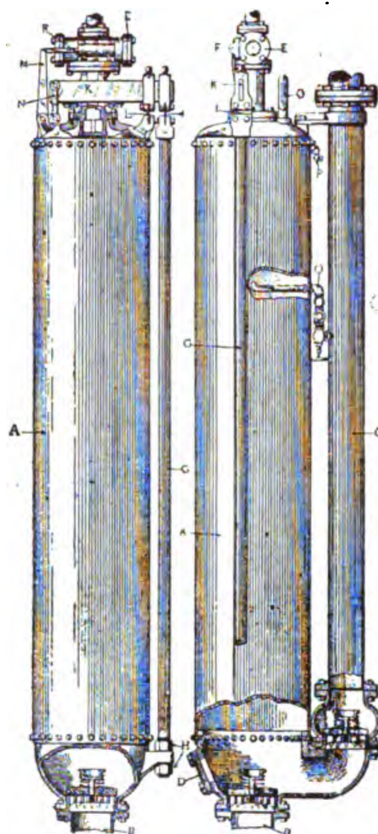


Fig. 776.

B. — LE GAZ AGIT PAR SA VITESSE

INJECTEURS ET ÉJECTEURS

Dans ces appareils, on utilise un jet fluide, jet de vapeur ou jet de liquide, animé d'une grande vitesse pour élever, entraîner et refouler le liquide qu'il s'agit de déplacer. Le principe reste le même pour ces deux classes d'appareils, avec cette seule différence, que leurs noms mettent suffisamment en évidence, que les injecteurs ont pour but d'introduire le liquide entraîné dans une enceinte déterminée, tandis qu'au contraire les éjecteurs servent à faire sortir le liquide du récipient où il est contenu.

Injecteur Giffard. — C'est le type fondamental des appareils de cette série, et il convient d'ajouter qu'utilisé comme pompe d'alimentation c'est une machine presque parfaite, puisque la plus grande partie des calories emmagasinées dans la vapeur sont utilisées, d'une part, pour transférer l'eau et, d'autre part, pour élever sa température.

La figure 777 donne tous les détails de cet appareil, qui fut délicat à mettre au point à l'origine.

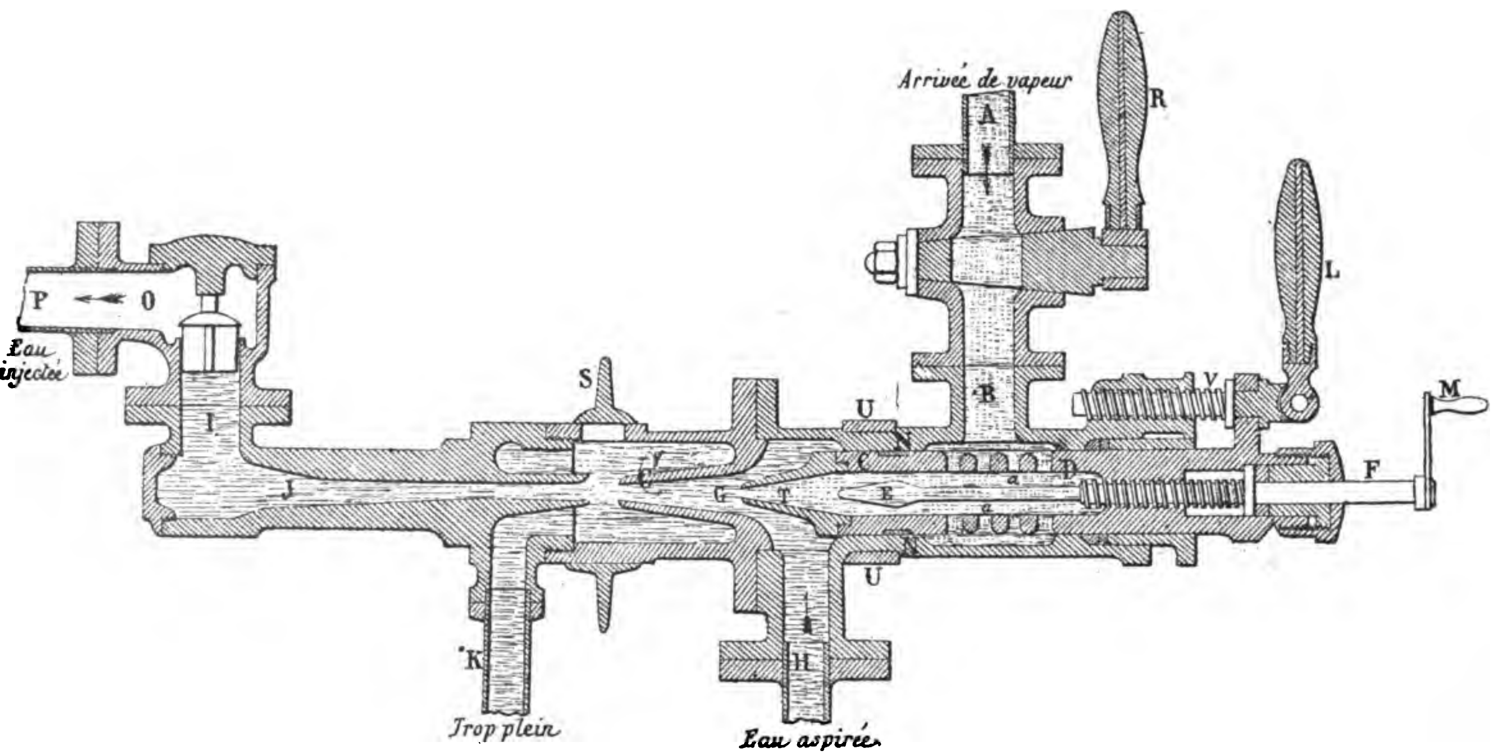


Fig. 777. — Injecteur *Giffard*.

A. Tuyau d'arrivée de vapeur commandée par le robinet R. — B. Chambre de vapeur alimentant l'appareil. — T. Tuyère percée de trous *a*, par lesquels passe la vapeur. — L. Manivelle agissant sur la tige filetée V, permettant de déplacer longitudinalement la tuyère T et de régler ainsi l'appareil. — E. Aiguille de réglage, située dans l'axe de la tuyère, mobile au moyen de la manivelle M, et permettant de régler le passage de vapeur. — H. Tuyau d'aspiration d'eau. — G. Chambre où s'opère la condensation de la vapeur et son mélange avec l'eau ; la position de la tuyère règle la proportion d'eau. — C. Cheminée limitant la chambre O et servant de guide au liquide. — S. Regard de visite et d'observation. — K. Tuyau de trop-plein. — J. Tube conique divergent conduisant vers la chaudière le liquide mixte de la chambre G. — O. Soupape de la chaudière ; l'eau la soulève pour alimenter.

Voici comment il fonctionne : On commence par ouvrir le robinet de vapeur R et le trop-plein ; la vapeur, traversant en vitesse la tuyère T et la chambre G, aspire l'air du tuyau H, et la dépression qui en résulte fait bientôt monter le liquide dans la chambre ; à ce moment, la vapeur se condense et le fluide mixte (eau et vapeur condensée), poussé par la vapeur vive, traverse l'orifice de la chambre G et, pénétrant dans l'ajutage J, se rend à la chaudière.

On règle alors les positions de la tuyère et de l'aiguille E ; en marche normale, il ne sort pas d'eau par le trop-plein, et l'on peut, par le regard S, constater la netteté du jet liquide refoulé ; il faut avoir soin que l'injecteur ne s'échauffe pas outre mesure, car on ne pourrait plus alors le réamorcer.

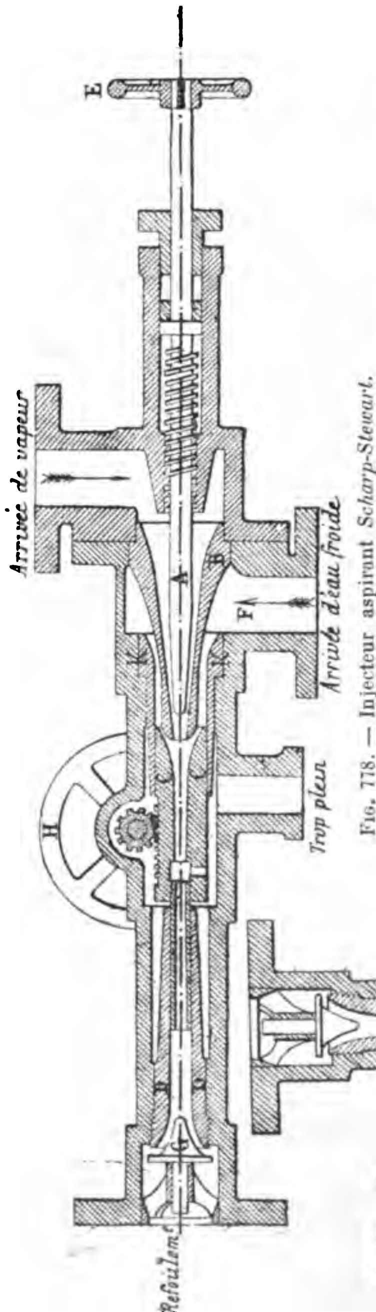


Fig. 778. — Injecteur aspirant Scharp-Stewart.

Injecteurs Scharp et Stewart. — M. Madamet, inspecteur général du génie maritime, a classé les injecteurs en trois catégories, suivant les conditions de leur emploi :

1° Injecteurs aspirants, pouvant fonctionner à des pressions très variables à la chaudière ;

2° Injecteurs non aspirants, pouvant de même fonctionner à des pressions très variables à la chaudière ;

3° Injecteurs non aspirants, exigeant, pour bien fonctionner, que la pression ne sorte pas des limites bien déterminées et assez voisines.

MM. Scharp et Stewart ont construit trois

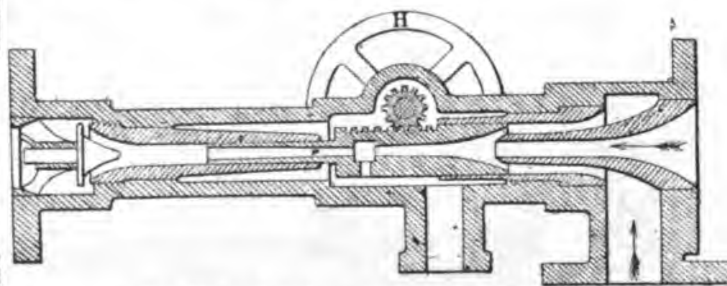


Fig. 779. — Injecteur non aspirant *Scharp-Stewart.*

types correspondant aux trois classes que nous venons de citer.

La figure 778 nous montre un appareil répondant à la première catégorie. La tuyère est fixe ; seule, l'aiguille A peut être déplacée, et permet le réglage de la vapeur. Au contraire, la cheminée C est mobile par l'intermédiaire de la roue H, et glisse à frotte-

ment doux à l'intérieur de la pièce fixe K et à l'intérieur du cône divergent D. Grâce à cette mobilité de la cheminée, on peut régler l'afflux d'eau. Cet appareil n'a aucune garniture intérieure, la vapeur ne peut pénétrer dans la chambre à eau sans passer par la tuyère, ce qui est une garantie de bon fonctionnement.

La figure 779 représente un appareil de la deuxième catégorie. Comme ici, l'injecteur n'a pas à aspirer; l'aiguille A du précédent modèle devient inutile et est supprimée; par contre, tous les autres dispositifs subsistent dans les mêmes conditions et dans le même but.

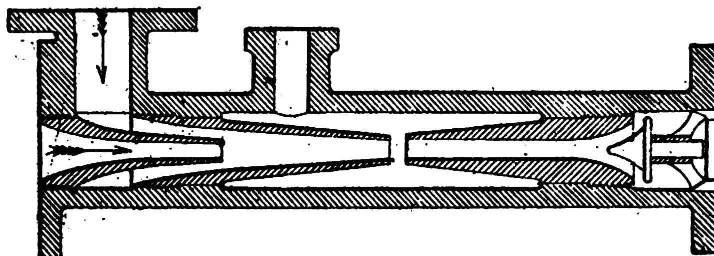
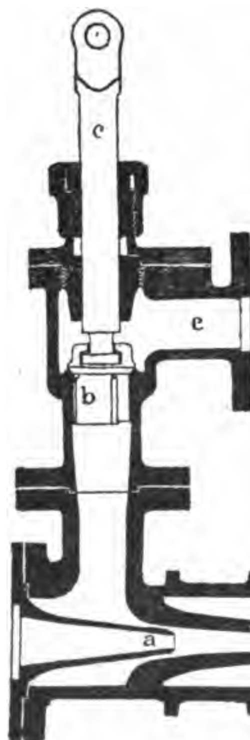


Fig. 780. — Injecteur non aspirant *Sharp-Stewart*.

La figure 780 représente un type de la troisième catégorie. Dans ce cas, comme on n'a plus besoin de régler (autrement qu'une fois pour toutes) ni l'arrivée de vapeur ni l'afflux de l'eau, l'appareil devient extrêmement simple : l'aiguille disparaît, ainsi que la mobilité de cheminée. On place seulement sur l'arrivée d'eau un robinet qui suffit au réglage nécessité par les petites variations de pression de la vapeur dans la chaudière.



Injecteur Shaw. — L'injecteur Shaw (*fig.* 781) ressemble au type Sharp et Stewart par l'absence d'aiguille et de la cheminée mobile. Le corps est en deux parties, et les différents ajutages sont venus de fonte avec elles. Le clapet de retenue est à charnière, et enfin l'arrivée de vapeur est obturée par un clapet *b* dont la levée s'opère au moyen d'une tige C réunie par une série de leviers à une commande à vis.

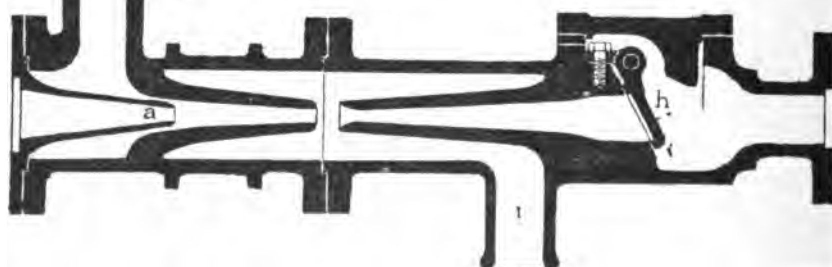


Fig. 781.

Injecteur Dickson. — Dans cet appareil (*fig.* 782), la cheminée C est fixe, l'ai-

guille A est fixée à la tuyère T, qui seule est mobile au moyen de la manivelle P et peut avancer en tournant dans la pièce filetée K.

Ainsi construit, cet injecteur ne nécessite, pour sa mise en marche, qu'une manœuvre au lieu de deux ; en effet, l'aiguille A est creuse, et, lorsqu'on ouvre le robinet de vapeur, celle-ci, en passant par XX, traverse l'aiguille, chasse l'air de l'appareil et détermine l'afflux d'eau. Lorsqu'on vient à agir sur la manivelle, on écarte la soupape S liée à la tuyère de son siège RR' : une plus grande quantité de vapeur peut passer, et, en même temps, la section de passage de l'eau se rétrécit. L'appareil s'amorce alors.

Le seul inconvénient de ce dispositif très simple, c'est la communication possible de la chambre à vapeur et de la chambre à eau ; on compte sur la longueur de la partie filetée pour l'éviter.

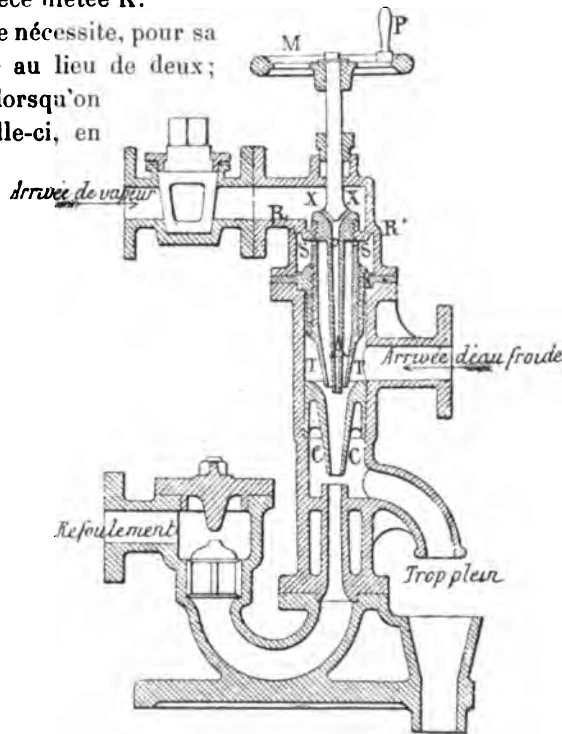


Fig. 782. — Injecteur *Dickson*.

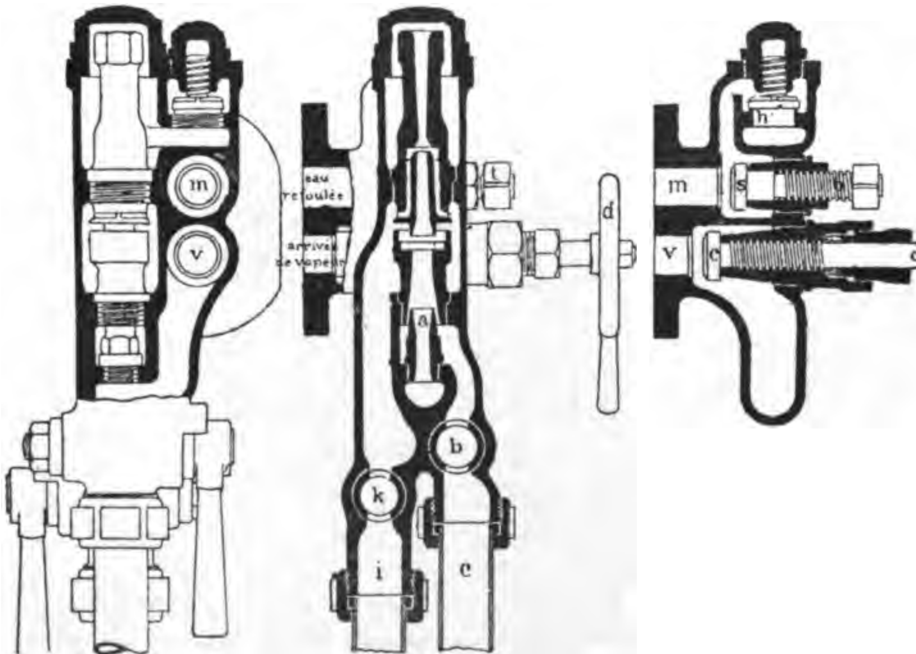


Fig. 783, 784 et 785.

Injecteur Gresham et Craven. — Dans le but de simplifier le montage des injecteurs, MM. Gresham et Craven en ont imaginé un type (*fig.* 783 à 785), qui se fixe directement sur le dôme de la chaudière par une bride ronde portant deux orifices, l'un pour l'arrivée de vapeur, l'autre pour le refoulement de l'eau.

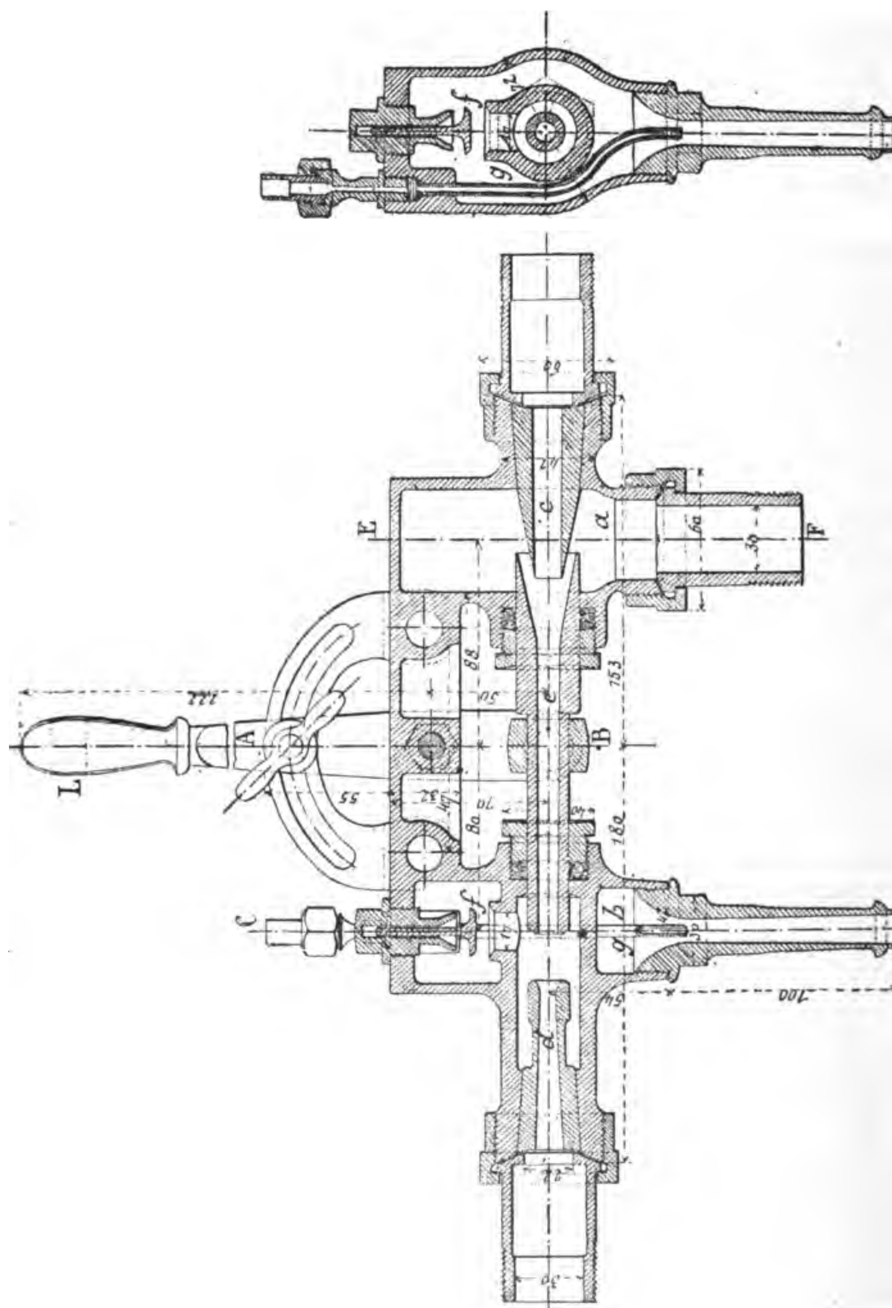


Fig. 787. — Coupe CD.

Fig. 786. — Injecteur Rue.

Cette arrivée de vapeur V est commandée par une vis pointeau *d*, tandis que l'arrivée d'eau *c* est réglée par un robinet à boisseau *b*. Le trop-plein *i* est également

muni d'un robinet *k* que l'on peut fermer, en même temps que le refoulement, afin d'envoyer la vapeur dans le réservoir d'alimentation pour y réchauffer l'eau.

Cet injecteur est surtout employé sur les locomotives; son installation directe sur la chaudière présente en outre l'avantage de diminuer les chances de gelée, qui sont à redouter avec les appareils placés sous le tablier.

Injecteur Rue. — Ici le réglage se fait entièrement au moyen d'un levier L agissant sur un tube *e* (*fig.* 786), jouant le rôle de la cheminée du Giffard, mais plus complètement, comme on va le voir.

La tuyère *c* est fixe et sans aiguille; les chambres *a* et *b* sont distinctes et réservées, la première à l'aspiration, la seconde au trop-plein; cette dernière est ouverte ou fermée par la soupape *f*, et contient de plus un tuyau supplémentaire *g* d'admission de vapeur (*fig.* 786 et 787).

Si donc on a de l'eau en charge, il suffit d'admettre la vapeur dans la tuyère pour refouler cette eau au travers des tubes *e* et *d* et de là à la chaudière. Si, au contraire, l'eau doit être aspirée, on réalise cette aspiration au moyen du tuyau *g*; puis, une fois qu'elle est obtenue, on règle l'appareil. Il est évident que, pour qu'il soit bien réglé, il suffit que le trop-plein ne laisse échapper ni eau ni vapeur, et ce résultat s'obtient en déplaçant le tube *e* au moyen du levier L, vers la tuyère *c* s'il y a des excès de vapeur, vers le trop-plein s'il y a des excès d'eau.

Injecteur Sellers. — La mise en train et le réglage de l'appareil s'obtiennent encore par un simple levier A (*fig.* 788); mais, de plus, lorsque l'appareil est en marche, si

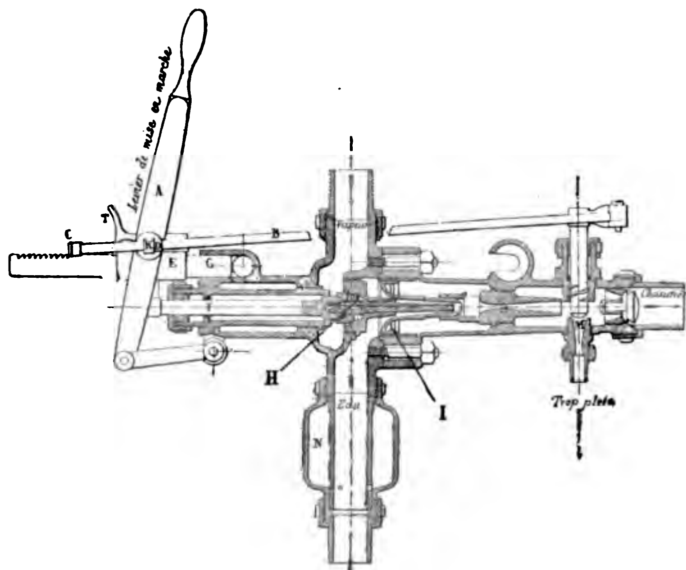


Fig. 788. — Injecteur *Sellers*.

la pression vient à varier dans la chaudière, l'injecteur se règle de lui-même automatiquement.

A cet effet, le levier A agit sur la tige F par l'intermédiaire du manchon E, glis-

sant sur la tige G ; il porte, de plus, un anneau-taquet K dans lequel glisse à frottement doux la tige B, qui ouvre ou ferme la soupape de trop-plein M, suivant que le taquet K vient heurter les butées C ou D de la tige B.

Ceci posé, pour mettre en marche l'appareil, déplaçons le levier de droite à gauche ; nous déplaçons dans le même sens la tige F et le piston H qui y est fixé ; la vapeur pénètre par l'aiguille creuse, chasse l'air et aspire l'eau ; en même temps, la soupape M s'est ouverte. L'appareil ainsi mis en route, repoussons le levier vers la droite, M se ferme ; la vapeur, passant par la tuyère, chasse l'eau de la chaudière, et l'appareil est définitivement amorcé.

Le réglage automatique est réalisé grâce au piston I, véritable cheminée mobile faisant varier l'afflux de vapeur. Supposons, en effet, que l'afflux d'eau soit trop considérable, cette eau remplit la chambre, repousse le piston vers la gauche et l'admission de vapeur se trouve réduite, diminuant ainsi la quantité d'eau injectée. Si, au contraire, il y a manque d'eau, il se produit dans la chambre une dépression, le piston se meut vers la droite, le passage de la vapeur est augmenté, et avec lui le débit de l'appareil.

Injecteurs Friedmann. — Ces injecteurs sont caractérisés par l'emploi de plusieurs tuyères placées à la suite les unes des autres et destinées à diviser en plusieurs veines liquides l'afflux d'eau. L'inventeur pense ainsi faciliter la condensation de la vapeur et réaliser un amorçage plus rapide et un meilleur fonctionnement. Quoi qu'il en soit, ces appareils fonctionnent bien et sont très en vogue en Autriche ; les types principaux sont représentés par les figures 789, 790 et 791, empruntées à l'ouvrage de Poillon.

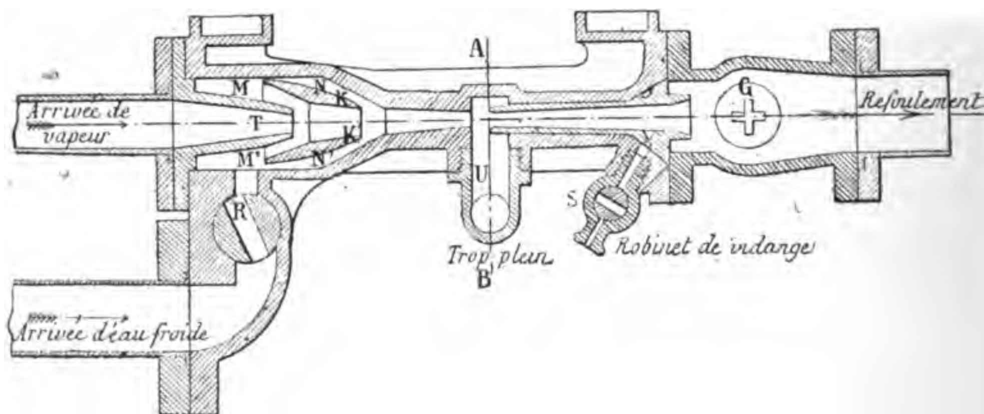


Fig. 789. — Injecteur *Friedmann* non aspirant pour locomotives.

La figure 789 donne le dispositif adopté pour les machines locomotives ; comme l'appareil est placé en contre-bas sur le tender, on a de l'eau en charge, et l'injecteur, n'ayant pas à aspirer, n'a aucun organe mobile. La mise en route s'effectue en ouvrant en grand les robinets U et R, de trop-plein et d'eau, ainsi que l'admission de vapeur ; la purge faite, l'eau coule abondamment par le trop-plein, on étrangle alors peu à peu le robinet R jusqu'à réglage complet.

La figure 790 est relative au type adopté pour les machines fixes ou marines ;

c'est exactement le même principe, on a seulement une soupape de vapeur X et une soupape qui vient automatiquement fermer le trop-plein U pour éviter éventuellement les rentrées d'air dans l'appareil ; cet appareil fonctionne comme le précédent avec de l'eau en charge : il n'aspire pas.

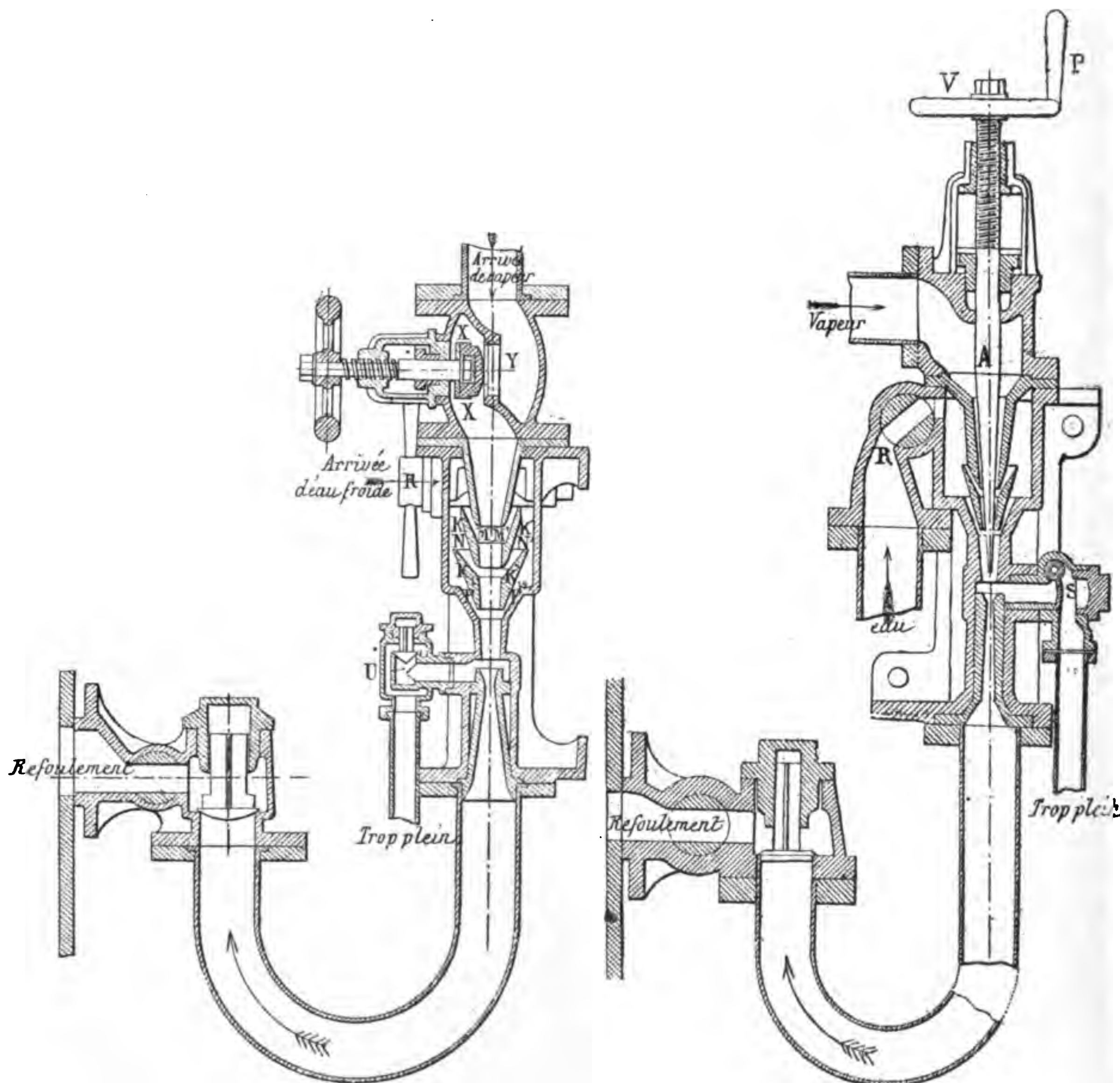


Fig. 790. — Injecteur *Friedmann* pour machines fixes.

Fig. 791. — Injecteur *Friedmann* aspirant.

La figure 790 montre un dispositif d'injecteur aspirant perfectionné ; nous y retrouvons l'aiguille mobile A servant à la mise en route de l'appareil et le robinet R de réglage de l'eau.

Enfin la figure 791 donne la disposition d'un injecteur Friedmann aspirant, série T, combiné pour être appliqué directement sur les chaudières des locomotives.

L'arrivée de vapeur est commandée par un clapet analogue à celui de l'injecteur Sellers. La mise en marche s'obtient en ouvrant le robinet *f* d'arrivée d'eau, puis la

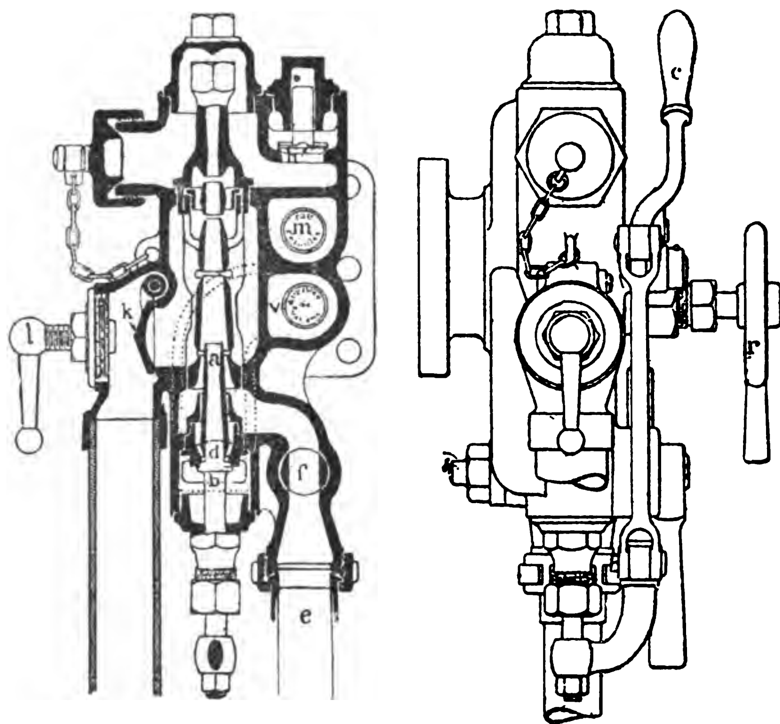


Fig. 792. — Injecteur *Friedmann*, série T.

première prise de vapeur commandée par le volant *r* ; enfin, on ouvre la tuyère de vapeur *a* en soulevant le clapet avec un levier articulé.

Injecteur Pattinson. — C'est un injecteur aspirant qui a la forme d'un robinet à boisseau et qui se manœuvre d'une manière analogue. Il présente cette particularité, caractéristique des injecteurs doubles, que l'aspiration et le refoulement s'opèrent par deux séries différentes d'ajutage dont les axes ne sont pas en prolongement.

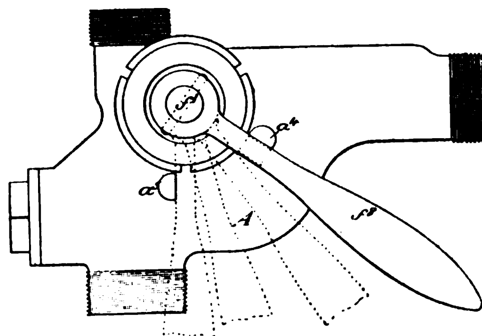


Fig. 793.

La figure 793 le montre en vue extérieure ; f_2 est la clé de commande et les tracés ponctués indiquent les positions successives qu'elle occupe au moment de la mise en train.

L'arrivée de vapeur se fait par la tubulure *a* (*fig.* 794) et celle de l'eau par a_1. L'aspirateur se compose de deux ajutages *g*, G, et la partie refoulante des deux ajutages *h* et H. Le trop-plein est indiqué par la lettre E.

La coupe de la figure 794 représente l'appareil au repos, et les trois coupes des figures 796 à 798 du boisseau F montrent les différentes positions correspondantes à celle de la clé figurées en ponctué sur la vue extérieure.

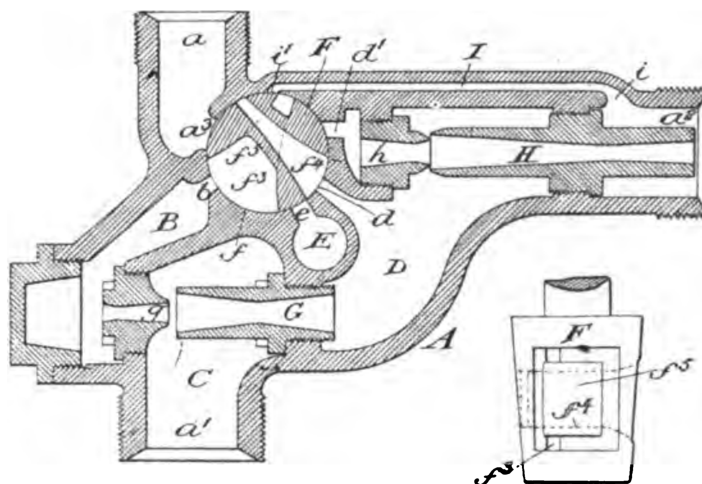


Fig. 794 et 795.

Dans la première, la vapeur suit le chemin aa_3f_3bB et aspire l'eau en a, C, par son passage en gG. L'évacuation au trop-plein se fait par df_1eE. Dans la deuxième position, f_4 fait communiquer E avec I et le sépare de D en obstruant d; la vapeur

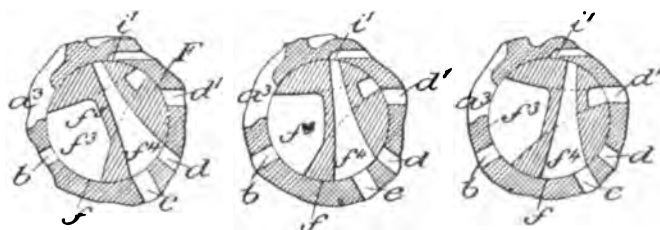


Fig. 796, 797 et 798.

sous pression, qui peut se trouver derrière le clapet de refoulement en DI, s'échappe alors par le trop-plein en suivant le chemin if_4eE. Enfin, dans la dernière position, qui est celle de l'ouverture maximum, l'entrée de vapeur a_3 est complètement démasquée. Il se forme alors deux jets, dont l'un aa_3f_3BgG provoque l'aspiration, et l'autre $aa_3f_3d_1h$H le refoulement.

Injecteurs à vapeur d'échappement. — Ces appareils, inventés par MM. Hamer, Milcate et Davies, utilisent pour l'alimentation des chaudières à vapeur d'échappement. Il paraît paradoxal, au premier abord, de vouloir refouler de l'eau dans une chaudière sous pression au moyen de vapeur dont la pression est notablement inférieure à celle de cette chaudière. Pourtant, il en est bien ainsi, et les inventeurs font observer que la vapeur à la pression atmosphérique débouchant dans le vide y aurait

une vitesse de 375m,50, alors que de la vapeur à 7 kilogrammes débouchant dans l'atmosphère n'y aurait qu'une vitesse, presque égale, de 375m,80; la vapeur d'échappement débouchant dans un vide partiel peut donc y acquérir la vitesse requise pour le fonctionnement de l'appareil.

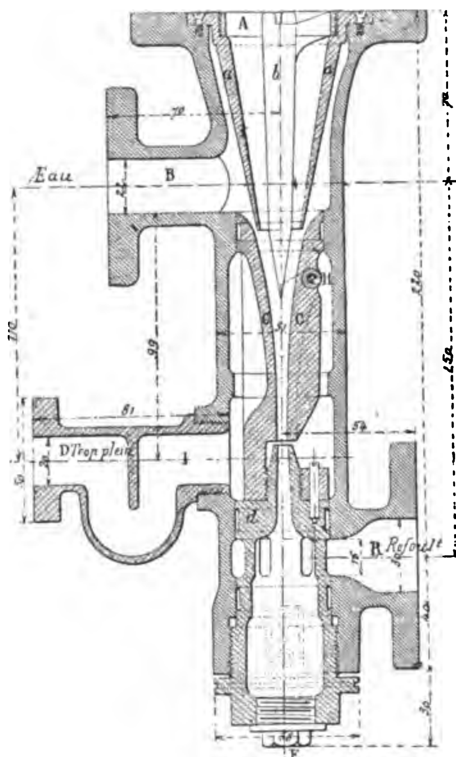
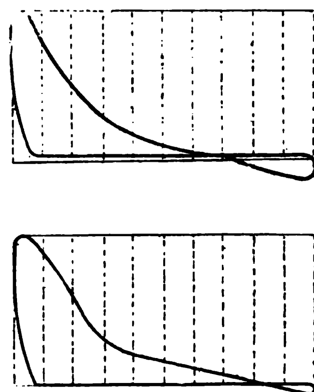


Fig. 799. — Injecteur d'échappement *Hamer, Melcate et Davies.*

Le dispositif (*fig.* 799) comporte un cône *a* et une aiguille pleine *b*, fixes tous deux : la vapeur d'échappement arrive dans l'espace annulaire qu'ils forment. L'eau arrive par B, la condensation se produit. Tant que le vide n'est pas suffisant, le clapet mobile du cône C s'écarte, et l'eau s'écoule par le trop-plein disposé en siphon pour éviter les rentrées d'air. Dès que le vide est suffisant, le clapet reprend sa position, et le liquide, guidé par le cône C, pénètre dans le tuyau divergent D et va alimenter en R la chaudière.

La cloche inférieure, la pièce *d* et le cône C sont réunis par des filetages, et l'on peut, en déplaçant tout cet ensemble, s'approcher plus ou moins de la tuyère *a* et régler ainsi l'appareil. La condensation ainsi réalisée d'une plus ou moins grande partie de la vapeur d'échappement présente un avantage au point de vue du fonctionnement même de la machine à vapeur : elle diminue et annule même quelquefois la contre-pression sur la face arrière du piston. Les diagrammes (*fig.* 800 et 801) pris le premier pendant l'arrêt de l'injecteur, le second pendant son fonctionnement, mettent ce fait très nettement en évidence.


Fig. 800 et 801.

L'avantage économique que présente cet appareil est malheureusement contre-balancé par l'introduction dans la chaudière de l'huile de graissage des cylindres entraînés par la vapeur. On peut remédier à cet inconvénient en faisant passer la vapeur dans un épurateur; mais l'addition de ce nouvel appareil est une cause de diminution de rendement et augmente le prix de l'installation.

Injecteur universel Kœrting. — Nous avons vu à quelles sujétions étaient soumis les injecteurs ordinaires; la première de toutes est la nécessité absolue d'avoir un vide suffisant dans la chambre du mélange. Or ce vide dépend d'une foule d'éléments parmi les-

quels deux surtout importants : la tension de la vapeur et la température de l'eau.

Si la tension de la vapeur change, le vide est modifié ; il est donc nécessaire de faire un réglage nouveau, et nous avons vu que quelques dispositifs l'opèrent automatiquement.

Si la température de l'eau varie, le vide change également ; mais il y a plus, car la température de l'eau ne peut guère dépasser 40° sans que la température du mélange n'atteigne 90° à 100°, rendant ainsi la marche de l'injecteur impossible. C'est là un grave inconvénient, puisqu'on doit renoncer à réchauffer l'eau d'alimentation au moyen des chaleurs perdues.

L'injecteur Kœrting (*fig.* 802) permet d'employer de l'eau à toutes températures, jusque vers 70°, et le réglage, en cas de variations de pression, s'y fait automatiquement. A cet effet, il comporte deux injecteurs placés côte à côte et alimentés par la même vapeur : le premier aspire l'eau et la fournit au second ; ce dernier la refoule dans la chaudière. On voit qu'ainsi la quantité de vapeur en contact avec un volume d'eau déterminé dans le premier injecteur n'est qu'une fraction de celle qui sera, au total, nécessaire pour assurer le déplacement complet de ce volume d'eau ; de sorte que, le réchauffement de l'eau, dans ce premier injecteur, étant beaucoup plus faible, l'eau peut y être admise beaucoup plus chaude. Dans le second injecteur, l'eau arrive en charge ; il n'aspire donc pas, et la température de l'eau est indifférente.

Au point de vue du réglage, on voit que plus la pression de la vapeur est grande, plus est grande par suite la pression de l'eau, ce qui assure un fonctionnement satisfaisant.

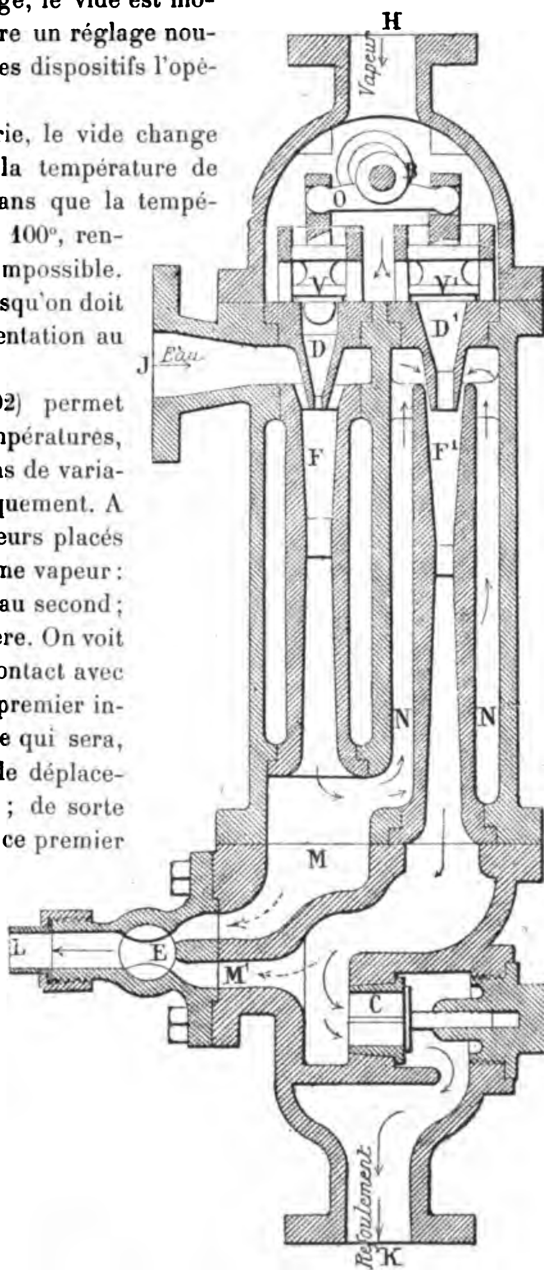


Fig. 802. — Injecteur universel *Kœrting*.

B, arbre excentré mobile du dehors au moyen d'un levier. — O, balancier commandé par cet arbre. — V, V_1, soupapes de vapeur qui en dépendent. — D, D_1, tuyères des deux injecteurs voisins. — H, arrivée de vapeur. — J, arrivée de l'eau. — E, L, robinet de mise en marche et évacuation de l'eau pendant cette opération (correspondant au trop-plein). — JEMNFCK, chemin parcouru par l'eau dans l'injecteur.

Éjecteur Morton. — C'est un condenseur ; l'eau froide arrive par la tuyère centrale (*fig.* 803) et la vapeur d'échappement par une série de buses concentriques

extérieures à celle-ci. Pour mettre en train, on envoie par l'aiguille creuse un jet de vapeur vive qui amorce l'appareil, après quoi la vitesse de l'eau ne saurait diminuer, puisque la pression de la vapeur d'échappement tombe dans les buses, faisant ainsi dépression.

Le professeur Rankine a fait, en 1868, des essais sur cet appareil. En voici les résultats .

Pression absolue à la chaudière	$3^{kg},247$
Pression absolue au commencement de l'échappement	$0^{kg},756$
Pression moyenne entretenue derrière les pistons grâce au conducteur	$0^{kg},299$
Pression près des buses	$0^{kg},210$
Température de l'eau de condensation.	30°,3
Poids de l'eau dépensée par kilogramme de vapeur	$28^{kg},4$

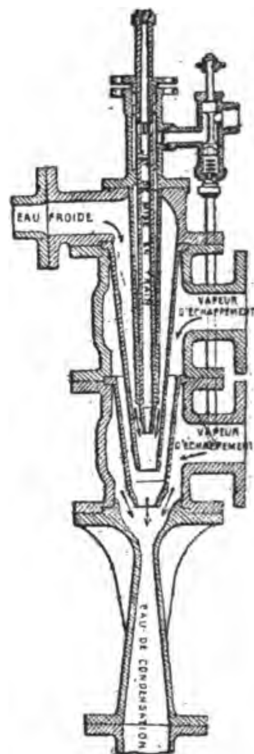


FIG. 803. — Éjecteur *Morton*.

Éjecto-condenseur Morton et Thomson. — La figure 804 représente un appareil qui fut adjoint comme condenseur à une pompe à action directe : l'eau passait dans le condenseur avant d'arriver dans le corps de pompe ; on peut réaliser ainsi, surtout avec une machine à action directe simple, une économie assez considérable.

L'afflux d'eau est déterminé en soulevant

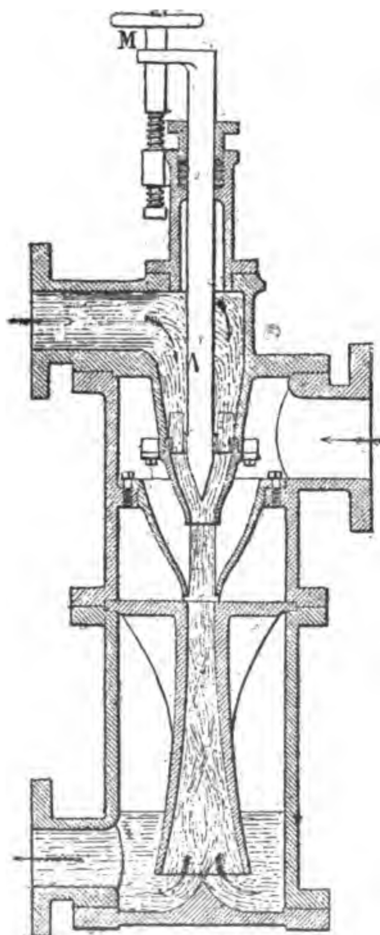


FIG. 804. — Éjecteur *Morton-Thomson*.

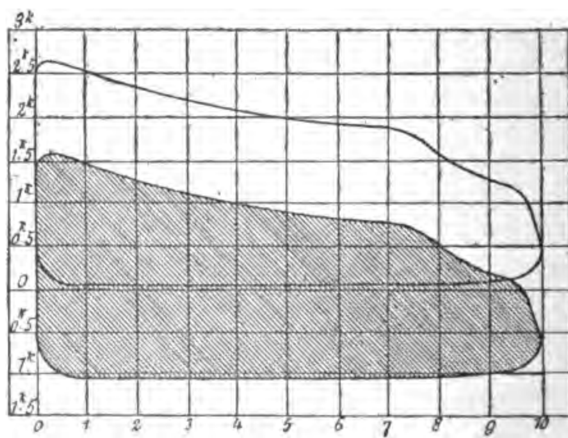


FIG. 805.

l'aiguille A, la vapeur d'échappement est entraînée et condensée, et la dépression

s'établit dans le condenseur et dans l'échappement de la machine. La figure 805 donne le diagramme pris sur le cylindre à vapeur de la pompe essayée.

Éjecteur Friedmann. — C'est un appareil spécialement destiné à l'asséchement des cales de navires. Il doit pouvoir fonctionner à très faible pression et déplacer un très fort volume d'eau. A cet effet, l'inventeur a multiplié les buses concentriques (*fig.* 806) par lesquelles passe l'eau aspirée.

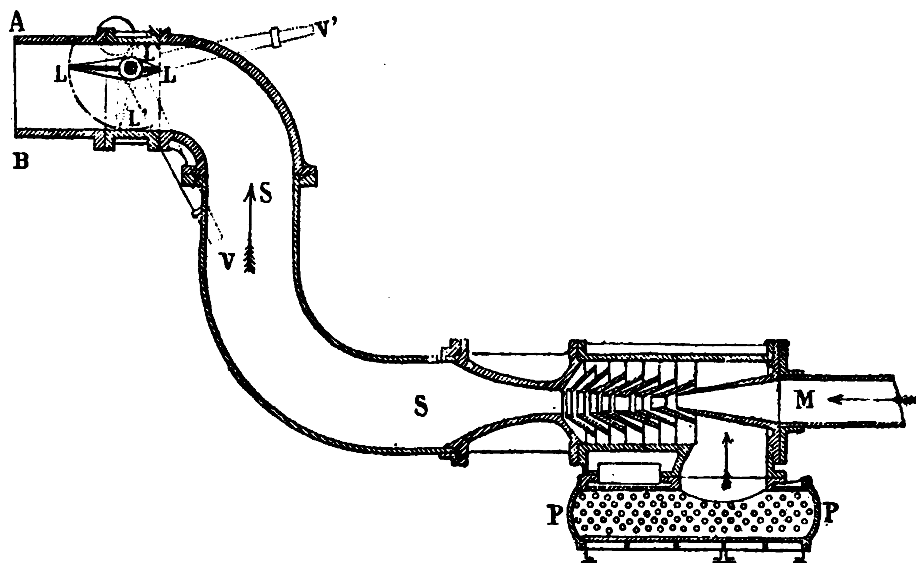


Fig. 806. — Éjecteur *Friedmann*.

Une crépine P retient les matières solides et l'appareil peut fonctionner entièrement noyé ; si l'on veut nettoyer la crépine, il suffit, l'arrivée de vapeur M restant ouverte, de fermer au moyen du levier V et du clapet L, la colonne de refoulement : la vapeur s'échappe alors par les trous de la crépine et la nettoie rapidement.

Cet appareil peut fonctionner avec une pression faible, 1/2 kilogramme par exemple.

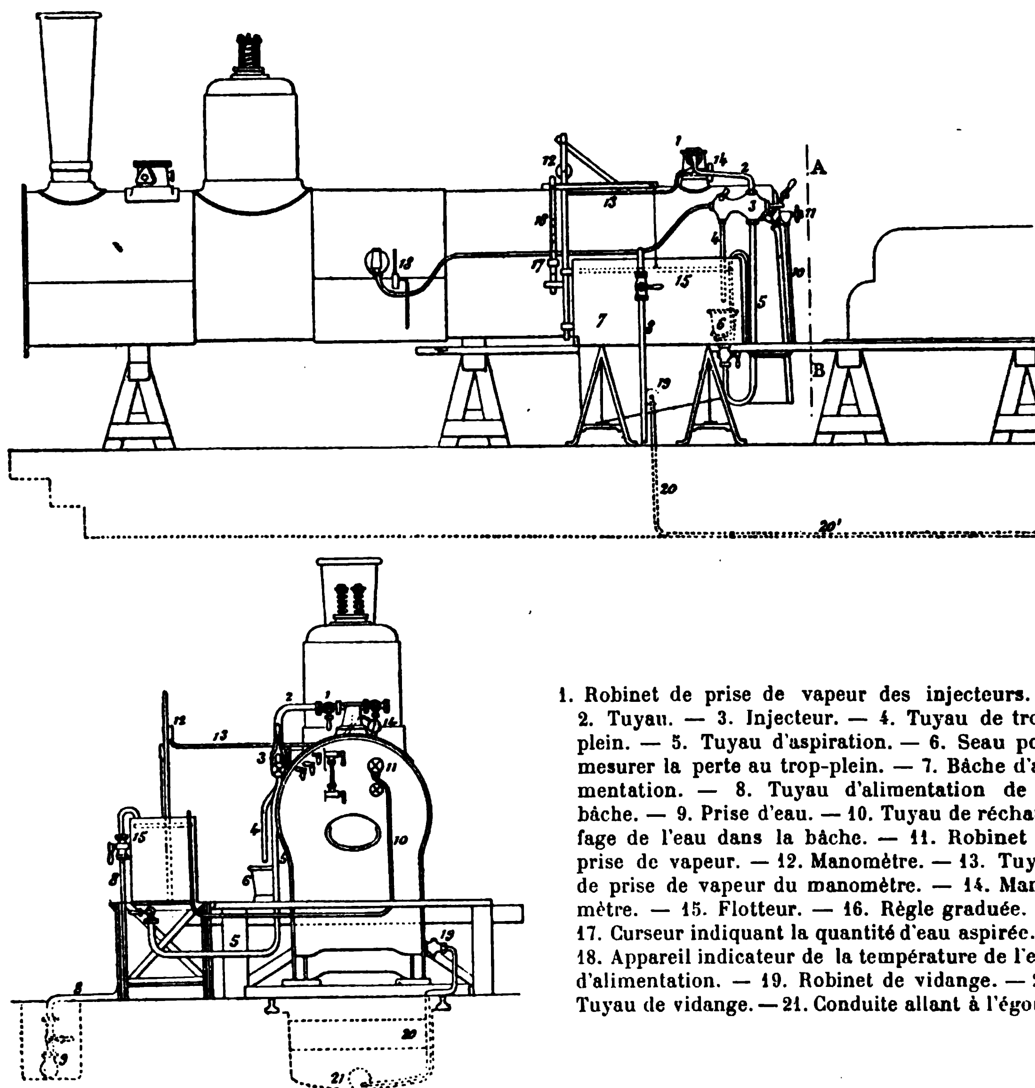
Essais d'injecteurs. — Les premiers essais sérieux d'injecteurs furent faits lors de l'apparition de ces appareils pour déterminer si, pour l'alimentation des chaudières de locomotives, il y avait avantage à se servir de pompes ou d'injecteurs. Ces expériences furent faites, notamment en 1860, aux ateliers d'Épernay, pour le compte de la Compagnie des Chemins de fer de l'Est. Le seul injecteur éprouvé était le Giffard. Pour cela, on leva une locomotive Crampton au-dessus de la voie, de façon à faire fonctionner le mécanisme sur place. On releva la quantité d'eau vaporisée et le poids de combustible brûlé pendant la marche, la machine étant alimentée : 1° avec les pompes seules ; 2° avec le Giffard seul. On obtint les résultats suivants :

Avec les pompes :	1 kilogramme de coke vaporisa	.....	$7^{kg},355$ d'eau
Avec l'injecteur :	1 — —	.....	$8^{kg},395$ —

L'injecteur permettait donc de réaliser 13,3 0/0 d'économie.

En 1899, M. Desgeans, ingénieur des mêmes ateliers, a exécuté une série d'essais ayant pour but de déterminer :

1° Le débit maximum de l'injecteur correspondant à l'ouverture complète des robinets de prise d'eau et de vapeur;



1. Robinet de prise de vapeur des injecteurs. — 2. Tuyau. — 3. Injecteur. — 4. Tuyau de trop-plein. — 5. Tuyau d'aspiration. — 6. Seau pour mesurer la perte au trop-plein. — 7. Bâche d'alimentation. — 8. Tuyau d'alimentation de la bâche. — 9. Prise d'eau. — 10. Tuyau de réchauffage de l'eau dans la bâche. — 11. Robinet de prise de vapeur. — 12. Manomètre. — 13. Tuyau de prise de vapeur du manomètre. — 14. Manomètre. — 15. Flotteur. — 16. Règle graduée. — 17. Curseur indiquant la quantité d'eau aspirée. — 18. Appareil indicateur de la température de l'eau d'alimentation. — 19. Robinet de vidange. — 20. Tuyau de vidange. — 21. Conduite allant à l'égout.

Fig. 807 et 808. — Disposition des appareils d'essai.

2° Le débit minimum obtenu en fermant graduellement les robinets d'eau et de vapeur jusqu'au moment où commence le désamorçage;

3° La perte au trop-plein au moment de l'amorçage;

4° La température maxima de l'eau d'alimentation permettant encore le fonctionnement avec une perte inférieure à 2 litres par minute au trop-plein.

Nous extrayons ce qui va suivre d'une note publiée par M. Desgeans dans la *Revue de Mécanique :*

Les figures 807 et 808 montrent comment étaient installés la locomotive et le tender servant aux expériences. Un bac d'aspiration muni d'un indicateur de niveau à large

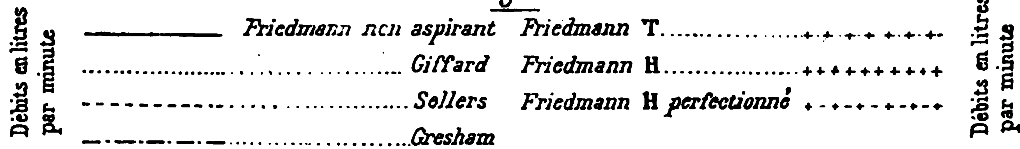


Fig. 809. — Injecteurs de 9 millimètres. Débits maxima et minima en litres par minute. Température de l'eau d'alimentation, 20°.

flotteur permettait de mesurer la quantité d'eau refoulée par chaque appareil, en même temps qu'on pouvait lire sur un manomètre la pression de la vapeur.

Une prise de vapeur permettait le réchauffage de l'eau pour les essais de la

TABLEAU COMPARATIF :

1° DES DÉPENSES D'ACQUISITION ET D'INSTALLATION DES DIVERS APPAREILS ; 2° DES AVANTAGES ET INCONVÉNIENTS QU'ILS PRÉSENTENT

TYPE des INJECTEURS	MODE de FONCTIONNEMENT	PRIX			AVANTAGES ET INCONVÉNIENTS				
		d'un appareil (1)	de l'installation d'un appareil	Total	Emplacement occupé par l'appareil et par ses accessoires	Simplicité et solidité des organes. Facilités de démontage	Risques de gelée	Commodité et rapidité de manœuvre	Sûreté d'amorçage
GIFFARD	Aspirant horizontal	90f,75	450f,20	540f,95	Exige un grand emplacement, appareil encombrant.	Très solide, simple un peu long à démonter.	Assez faibles	Manœuvre relativement commode, mais assez longue.	Amorçage peu sûr au-dessus de 10 kilogrammes.
SHAW	Non aspirant horizontal	70 ,00	400 ,00	470 ,00	Tient peu de place, mais nécessite une installation compliquée.	Très solide, très simple, très facile à démonter.	Très grands	Manœuvre peu commode et assez longue.	Amorçage difficile.
FRIEDMANN ancien type	Non aspirant horizontal	180 ,00	353 ,00	533 ,00	Tient peu de place, mais nécessité une installation assez compliquée.	Solide, simple, très facile à démonter.	Très grands	Manœuvre peu commode et assez longue.	Amorçage assez sûr à toutes les pressions.
SELLERS	Aspirant horizontal	247 ,00	370 ,53	617 ,53	Tient peu de place, facile à installer.	Assez solide, un peu compliqué, facile à démonter.	Faibles	Manœuvre très commode et très rapide.	Amorçage très sûr à toutes les pressions.
GRESHAM et CRAVEN	Aspirant vertical	293 ,75	73 ,56	367 ,31	Tient très peu de place, rend inutile toute tuyauterie extérieure.	Assez solide, simple, facile à démonter.	Presque nuls	Manœuvre commode et assez rapide.	Amorçage difficile au-dessus de 10 kilogrammes.
FRIEDMANN H type 1895 ou perfectionné	Aspirant horizontal	220 ,00	370 ,53	590 ,53	Tient peu de place, facile à installer.	Assez solide, un peu compliqué, facile à démonter.	Faibles	Manœuvre très commode et très rapide.	Amorçage très sûr à toutes les pressions.
FRIEDMANN T	Aspirant vertical	250 ,00	73 ,86	323 ,86	Tient peu de place, rend inutile toute tuyauterie extérieure.	Assez solide, passablement compliqué, un peu long à démonter.	Presque nuls	Manœuvre commode, mais un peu longue.	Amorçage très sûr à toutes les pressions.

(1) Ces prix ne sont donnés qu'à titre de simple indication, ces appareils ayant été construits à différentes époques et par divers fournisseurs.

quatrième catégorie, et un robinet de vidange permettait de vider la chaudière pour obtenir un niveau constant et suffisamment bas pour n'opérer que sur de la vapeur sèche.

Les expériences ont porté sur les appareils suivants, dont nous avons donné la description : Friedmann non aspirant, Giffard, Sellers, Gresham, Friedmann T, Friedmann H et Friedmann H perfectionné.

Le diagramme le plus intéressant (*fig.* 809) est celui des débits maxima et minima en litres par minute, obtenu avec de l'eau d'alimentation à 20°. Le volume d'eau évacué par le trop-plein était mesuré et déduit de celui sorti du bac. Ces débits sont très variables avec les pressions : le Friedmann non aspirant semble avoir son maximum (161 litres par minute) à une pression de 11 kilogrammes à la chaudière; de plus, on voit que tous ces appareils sont d'un fonctionnement assez élastique; par un réglage convenable de prises d'eau et de vapeur, on obtient des débits assez différents pour un même injecteur.

Enfin le tableau ci-dessus du même auteur montre les avantages et les inconvénients des mêmes appareils observés pendant le service normal.

C. — LE GAZ AGIT PAR MÉLANGE ET ENTRAINEMENT

ÉMULSEURS

Les émulseurs sont fondés sur l'observation suivante : si, à la partie inférieure de la grande branche d'un tube en V à branches inégales (*fig.* 810), on envoie un jet d'air comprimé, cet air se divise et émulsionne le liquide, c'est-à-dire qu'il se forme un mélange de bulles d'air et de liquide dont la densité est telle que le liquide émulsionné monte dans le tube à une hauteur à peu près double de celle de la colonne primitive au-dessus de l'arrivée d'air.

On voit que, si on détermine une arrivée régulière d'eau par la petite branche, on pourra élever facilement cette eau dans le réservoir supérieur.

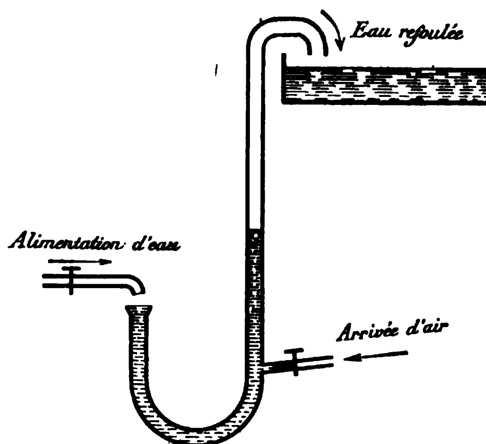


Fig. 810.

Les figures 811, 812 et 813 donnent les dispositions des appareils très simples de MM. Laurent et Zambeaux.

L'**émulseur refoulant Laurent,** représenté sur la figure 812, permet d'élever, au moyen d'une installation rudimentaire et rapide, des liquides déjà emmagasinés à une certaine hauteur. La figure se passe de commentaires.

Lorsque le liquide à élever est au niveau du sol, on adopte une disposition un peu différente (*fig.* 811) dans laquelle interviennent trois tubes concentriques. Le

tube extérieur reçoit l'eau à élever, le tube intermédiaire sert au refoulement, le tube central amène l'air comprimé.

Dans l'**émulseur aspirant de Zambeaux** (*fig.* 813), c'est l'air atmosphérique, appelé par une aspiration artificiellement créée en un autre point, qui émulsionne le liquide et détermine son ascension. La figure est très claire et le fonctionnement se

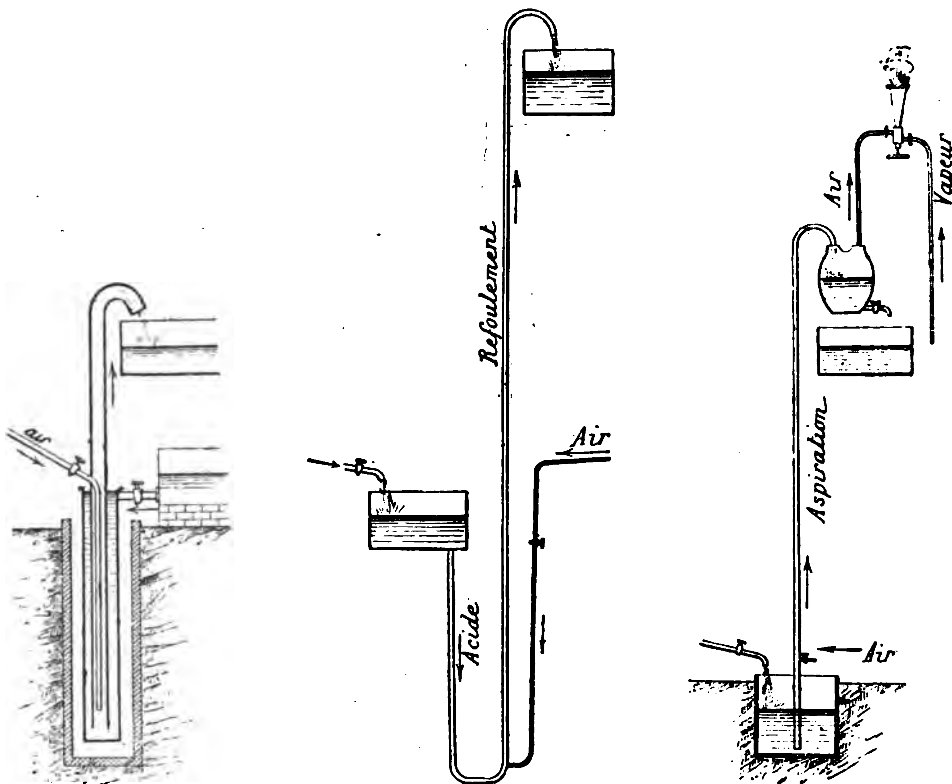


Fig. 811. — Émulseur *Laurent*. Fig. 812. — Émulseur *Laurent*. Fig. 813. — Émulseur *Zambeaux*.

comprend de lui-même; l'aspiration est faite au moyen d'une sorte de trompe à vapeur; on voit que, si l'on arrivait à faire le vide absolu dans le récipient supérieur, le liquide monterait, une fois émulsionné, à une hauteur presque double de la hauteur barométrique : c'est là un maximum évident.

Émulseur Pohlé. — Cet appareil, dont on trouve la description dans le *Scientific American Supplement* d'août 1895, est des plus simples. Il a été introduit au Canada par la « Ingersoll-Sergeant Drill Company », de Montréal, et est destiné principalement au pompage de puits profonds.

L'inventeur présente, comme le montre d'ailleurs volontairement la figure 814, une théorie particulière du fonctionnement de l'appareil. Il admet l'*alternance* de couches d'air et de liquide, et ce sont, d'après lui, les « pistons d'air » ainsi formés qui, grâce à leur force expansive, font monter le liquide. « Comme, dit-il, les couches d'air supportent, au fur et à mesure de leur ascension, une pression de moins en

moins grande, elles se dilatent en montant et, au dégorgeoir, la pression de l'air est égale à la pression atmosphérique. C'est donc, ajoute l'auteur, une machine à expansion parfaite! »

Sans être optimiste, on peut constater la réelle simplicité de cette installation et sa commodité, si on avait à desservir plusieurs puits voisins au moyen d'une unique station d'air comprimé.

L'émulseur Pohlé donnerait, à partir du réservoir d'air comprimé, une efficacité de 80 à 90 0/0 et, dans des conditions favorables quant aux diamètres des tuyaux, on pourrait élever à plus de 30 mètres 4.500 mètres cubes d'eau avec une dépense de 1 tonne et demie de bon charbon.

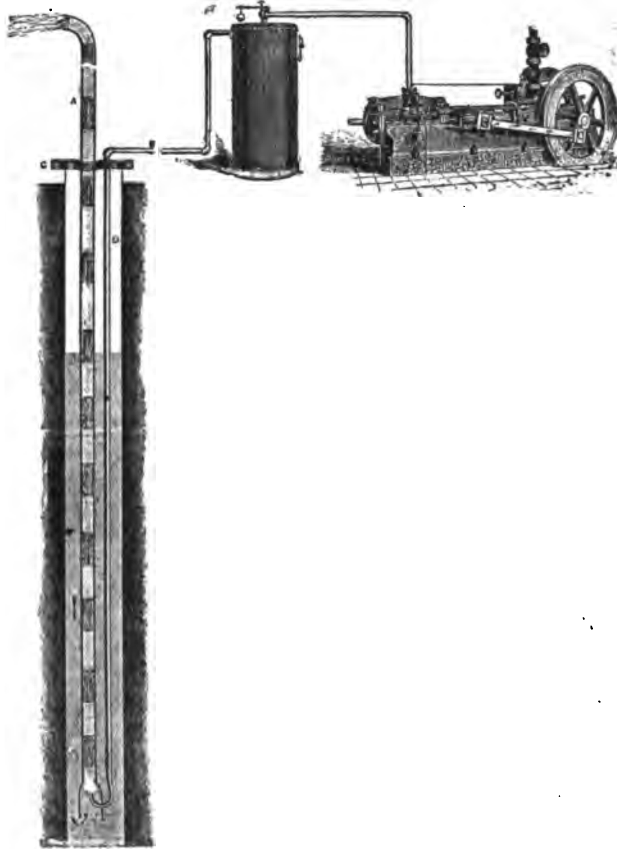


Fig. 814. — Émulseur *Pohle*.



Fig. 815.
Émulseur *Chapman*.

Profitons de ces données pour établir le rendement mécanique absolu de l'emploi de la houille pour élever l'eau au moyen d'un semblable appareil. La combustion de 1 kilogramme de bon charbon dégage environ 7.000 calories; pour 1 tonne et demie, nous avons en énergie disponible 10 millions de calories, chiffres ronds, soit 280 millions de kilogrammètres. Or le travail utile en eau montée (4.500 mètres cubes à 30 mètres) ne s'élève qu'à 135 millions de kilogrammètres, soit un rendement définitif de 3 0/0 environ.

Émulseur Chapman. — La figure 815 montre la disposition de cet appareil. Signalons seulement un éjecteur très simple, placé à l'extrémité inférieure du tuyau d'air comprimé et ayant pour but

de diriger convenablement cet air. Notons aussi qu'à la partie supérieure, sur le refoulement, se trouve un séparateur dans lequel arrive le liquide émulsionné. L'eau coule à la partie inférieure avec les graviers et autres corps solides, l'air s'échappe par la partie supérieure, entraînant, s'il y en a, les gaz plus ou moins délétères qui auraient pu être entraînés.

Brevet de la Pneumatic Engineering Company. — *a*) La figure 816 donne une disposition dans laquelle l'air comprimé agit seulement par sa pression et comme un piston fluide. Sur le tubage proprement dit A, on peut fixer un chapeau B, qui s'applique hermétiquement grâce à sa forme et à l'emploi du presse-étoupe C. Sur ce chapeau vient se fixer, par l'intermédiaire du manchon d'assemblage b^6, un tube D, de même diamètre que A, et fermé à sa partie supérieure par le couvercle *d*. Ce dernier est muni d'un orifice central d^1 et d'une collerette d^2, sur laquelle vient se fixer le tuyau E^1 de refoulement d'eau. Par cet orifice d^1 passe le tube central E, qui descend jusqu'à la nappe d'eau et y plonge à une profondeur convenable.

L'air comprimé arrive du compresseur par le tuyau F, qui traverse le tambour F^1; à l'intérieur du tambour, le tuyau F est muni d'un orifice *f* et d'un déflecteur *f'*, de

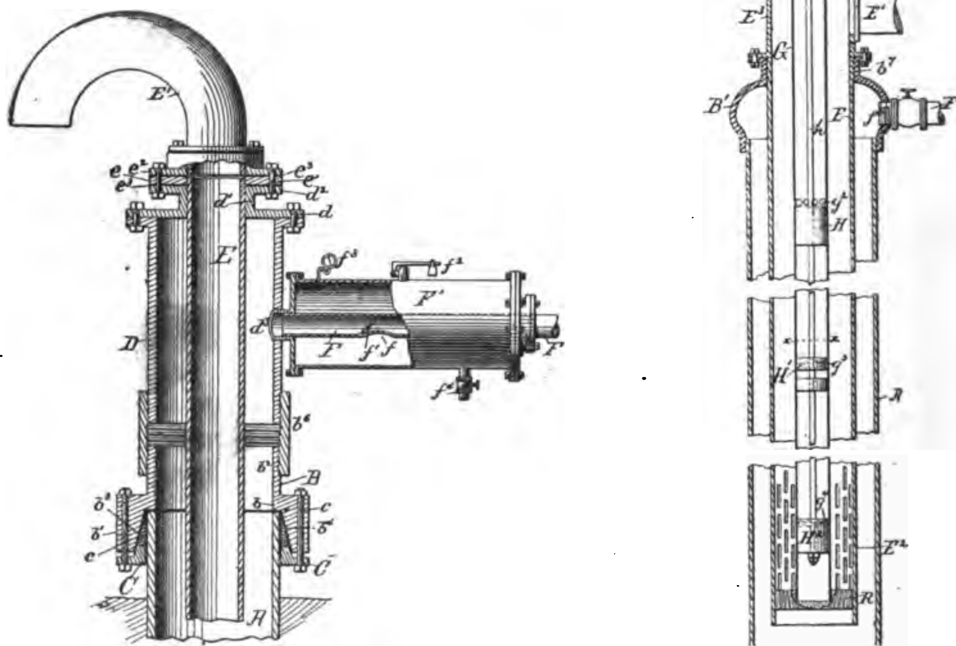


Fig. 816 et 817. — Émulseurs de la *Pneumatic Engineering C°*.

sorte que l'huile qui pourrait être entraînée par l'air comprimé est arrêtée et vient se réunir dans le tambour.

L'air comprimé pénètre dans le puits par d^3, exerce sa pression sur tout l'espace annulaire, et détermine l'ascension de l'eau dans le tube central.

b) L'appareil représenté par la figure 817 utilise les deux effets de l'air comprimé :

la pression et l'émulsion. Le tubage du puits A est disposé toujours de même, le chapeau B′ est ici vissé sur ce tubage et il porte le tuyau F d'arrivée d'air comprimé, ainsi que le tuyau E de refoulement d'eau. Ce tuyau, maintenu par la collerette b^7, descend au fond du puits, plonge dans le liquide, et est muni d'une sorte de crépine E^2 ; à sa partie supérieure, il reçoit le tuyau de décharge E^1, en dessus duquel il est fermé par un couvercle e^1, à tubulure centrale.

Cette tubulure et la collerette e^5 laissent passer et maintiennent le tube G alimenté d'air comprimé par g^1 et percé en différents points de sa hauteur de trous g^2, g^3, g^4. Dans ce tube peuvent se mouvoir par le moyen de la roue à main h^3 des pistons H, H^1, H^2, sortes de manchons creux venant obturer ou découvrir les orifices g^2, g^3, g^4.

On conçoit que, d'une part, la pression de l'air sur la couronne extérieure déterminera l'ascension du liquide et que, d'autre part, le tube H permettant d'émulsionner le liquide dans le tube de refoulement, on pourra obtenir un débit plus rapide et une plus grande hauteur de refoulement. Les pistons H, H^1, H^2 ont pour but de régler le ou les points d'arrivée d'air comprimé dans la colonne de refoulement, afin d'approprier leur niveau au but à atteindre.

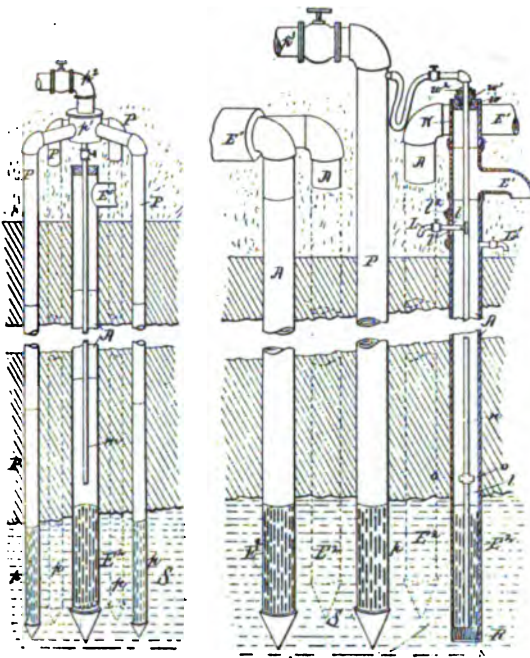


Fig. 818 et 819.

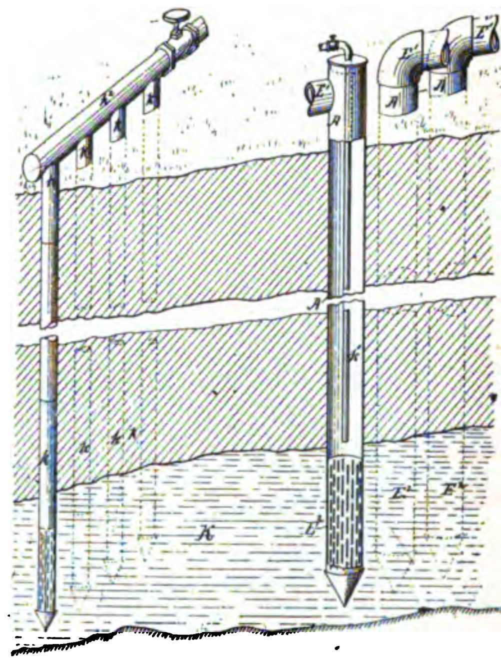


Fig. 820.

c) Les figures 818 et 819 sont relatives aux installations nécessaires pour forcer le refoulement de l'eau d'une couche aquifère profonde. Dans la première disposition, par exemple (*fig.* 818), un tubage A est poussé jusque dans la couche aquifère S, où se trouve le tube d'entrée E^2. Autour de ce tubage, se trouvent les tubes P, mis en communication par p^1 et p^2 avec un compresseur d'air ou un réservoir d'air comprimé, et exerçant sur la couche S, par les tuyaux de sortie p, une pression qui fera

monter l'eau dans A. D'ailleurs, on peut faciliter cette ascension au moyen d'un petit tube d'air comprimé *m*.

La seconde disposition (*fig.* 819), plus importante, mais procédant du même principe, comporte 4 tubages à eau et un seul tube de compression d'air P. Celle de la figure 820 a 4 tubes à air comprimé *k*, groupés sur une conduite générale k_2.

Il est bien certain que l'application de cette méthode exige de l'air comprimé à une pression supérieure à celle théoriquement nécessaire pour équilibrer statiquement la colonne de liquide. C'est ainsi, par exemple, que les inventeurs admettent qu'il faut de l'air à $8^{kg},5$ environ pour élever l'eau dans un puits profond de 65 mètres environ.

Brevets Bacon. — Ces brevets ont été pris en vue surtout de régulariser l'afflux d'air comprimé destiné à émulsionner le liquide à élever. Il me suffira d'indiquer rapidement les dispositions qu'il préconise.

Dans celle représentée par la figure 821, le réservoir d'air comprimé généralement intercalé entre la pompe et le tuyau d'émulsion est supprimé : c'est l'espace

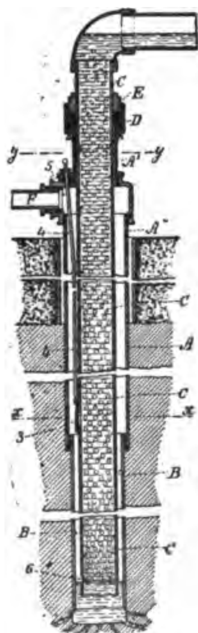


Fig. 821. — Émulseur *Bacon*.

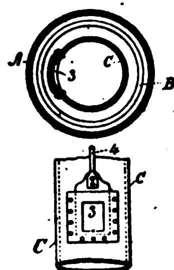


Fig. 822 et 823.

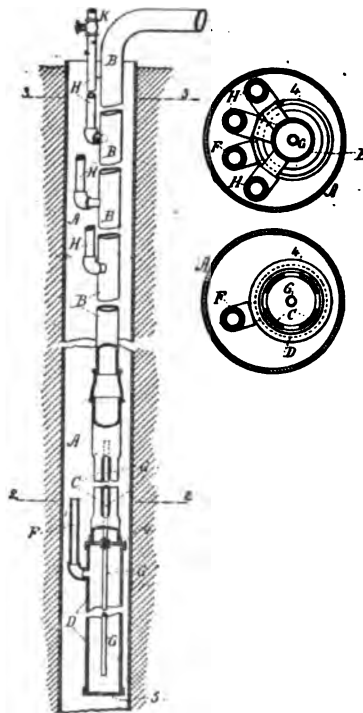


Fig. 824 à 826. — Émulseur *Bacon*.

compris entre le revêtement intérieur du puits et le tuyau de refoulement qui en fait l'office. On remarquera les grandes dimensions du tuyau de refoulement, dans lequel l'air comprimé pénètre directement par la partie inférieure. Ajoutons que, dans le cas où il pourrait être utile d'introduire de l'air comprimé en un point intermédiaire de la colonne C, une vanne (3) est ménagée sur la périphérie de cette colonne (*fig.* 822 et 823) et peut être manœuvrée du dehors par le moyen de la tringle 5.

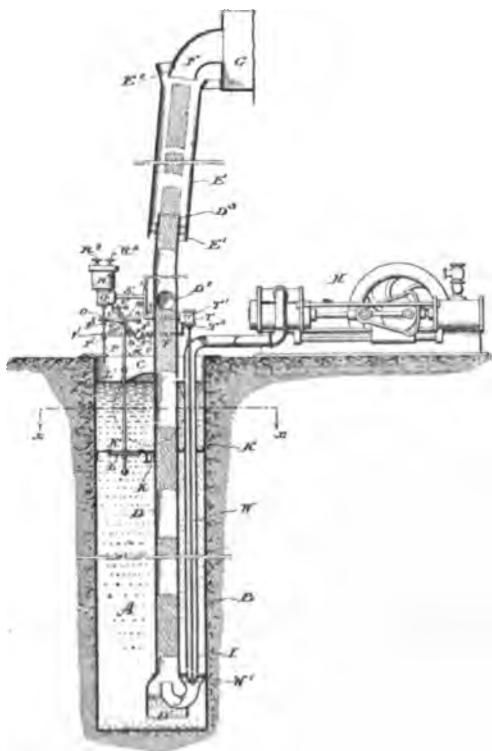
Dans la disposition suivante (*fig.* 824), au contraire, un réservoir d'air comprimé est soigneusement réservé et placé à la partie inférieure du tube de refoulement. Ainsi A est le puits tubé convenablement, B est la colonne de refoulement, C le tuyau crépine plongeant dans le liquide, et D le réservoir d'air en question.

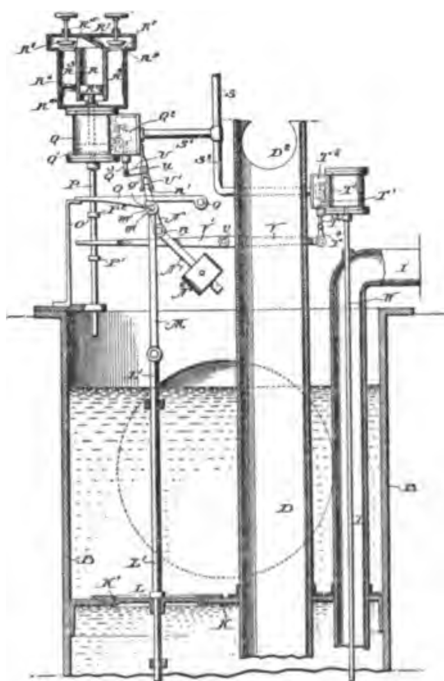
L'air comprimé arrivant dans le récipient D par le tube F en sort par le tube G, pour pénétrer dans le tuyau C et déterminer l'émulsion et l'ascension du liquide.

Lorsqu'on veut introduire de l'air comprimé en divers points intermédiaires de la colonne B, on utilise les tuyaux H alimentés comme le tuyau F.

Les figures 825 et 826, qui représentent des sections suivant les lignes 2-2 et 3-3, complètent la description.

Brevet Church. — L'inventeur s'est proposé d'augmenter la capacité et de faciliter le contrôle à la manœuvre des émulseurs. Il admet que le compresseur est relié directement au tube d'émulsion et, s'il ne cherche pas à atténuer ni à supprimer les pulsations qui en résultent, il s'efforce de régulariser et de réglementer les afflux successifs d'air et d'eau dans la colonne de refoulement.


Fig. 827. — Émulseur *Church*.


Fig. 828. — Émulseur *Church*.

Reportons-nous aux figures 827 et 828 : D est le tuyau de refoulement, terminé par un évasement D′, et portant, un peu au-dessus du niveau de l'eau dans le puits, une ouverture D^2, commandée par un clapet D^1 (*fig.* 829) mis en œuvre par les leviers D^5 et D^6. La mission de cette ouverture est de faciliter la mise en marche de l'appareil en permettant au liquide de s'échapper en ce point ou de servir de passage secon-

daire si, pour une raison quelconque, on ne veut pas faire monter le liquide dans le tuyau.

Le tuyau D est prolongé par un fourreau E, de même direction et de plus grand diamètre, qui porte le dégorgeoir F, amenant le liquide dans le récipient G.

Enfin le tuyau d'air comprimé I, relié au compresseur, aboutit à la partie supérieure de D par le coude J.

Tout ceci est usuel et n'offre pas de particularités; mais l'inventeur a voulu, en outre, en régularisant et réglant automatiquement les afflux d'air et d'eau, être absolument maître d'envoyer le liquide à une hauteur aussi grande qu'il est désiré ou (si on l'élève à faible hauteur) sous une pression aussi forte qu'on veut.

A cet effet, le puits est fermé par un diaphragme K, percé d'une ouverture K', sur laquelle repose la soupape L, qui commande ainsi le cours de l'eau et par suite la pression statique en D'. Cette soupape doit s'ouvrir lorsque l'eau pénètre dans D, et se fermer lorsque l'air y afflue à son tour. Ce mouvement a été rendu automatique, comme on va voir.

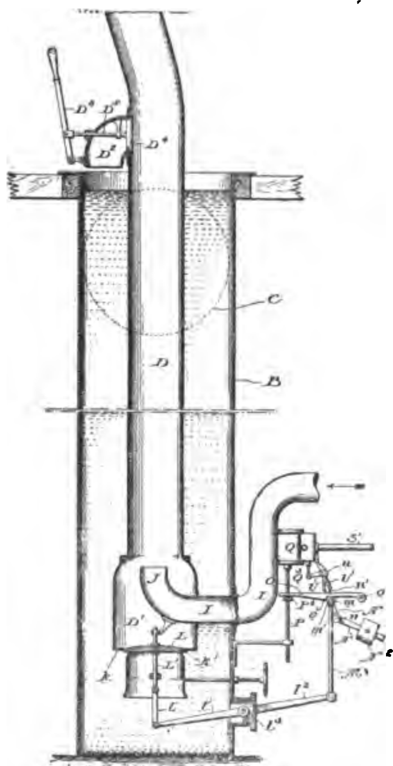


Fig. 829. — Émulseur *Church*.

Lorsque le cran O' du levier O laisse échapper le taquet M', l'ensemble constitué par la soupape L, les leviers et bielles L', M, N, N' et le contrepoids V peut se mettre en mouvement.

L'échappement et la mise en prise de ce cran O' sont automatiquement obtenus grâce à la tige P, liée au piston Q' mobile dans le cylindre Q, qui porte les doigts saillants P^2 et P^1, P^2 ayant justement pour mission de soulever le levier O et de dégager O'. Le système $u'U'Q^3$ fait commander par les organes de la soupape L elle-même la distribution Q^2 qui actionne le piston Q : ainsi, un simple réglage assurera le déplacement automatique de la soupape L.

De même l'arrivée d'air comprimé est réglée par les déplacements de la soupape W' (*fig.* 828), dont la tige est fixée au piston T' d'un cylindre T. La distribution T^2, qui actionne ce piston T', est commandée par le levier V, mobile autour de l'axe *v*, et mis en mouvement par le doigt P' de la tige P.

On voit que M. Church, loin de chercher à éviter les pulsations et l'intermittence due au fonctionnement alternatif du compresseur, a voulu, au contraire, obtenir dans la colonne de refoulement non plus une émulsion proprement dite, mais un entraînement de colonnes d'eau par des pistons d'air comprimé.

Pour achever de régler la course du piston Q et de la tige P, et compléter la régularisation des admissions d'air et de liquide, la tige P est prolongée au delà du piston Q et porte un piston R mobile dans le cylindre R. Les compartiments R, R^2,

R^3 contiennent un liquide quelconque, dont le déplacement plus ou moins aisé (suivant la disposition des valves R^6, R^7, R^8) constitue un mode de réglage très commode.

Les figures 827 et 828 sont relatives au cas le plus habituel d'un puits ou d'une cuve enfoncés dans le sol. La figure 829 donne la disposition adoptée pour une cuve placée au-dessus du sol.

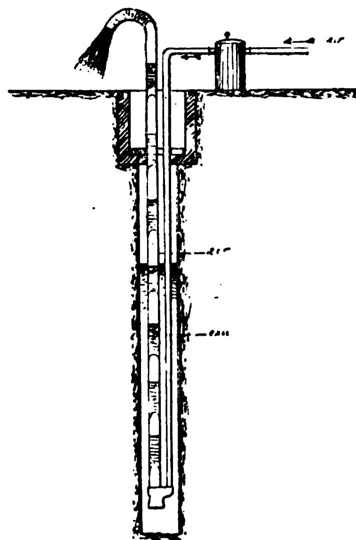


Fig. 830. — Pompe *Mammouth*.

Pompe Mammouth. — Ce dispositif (*fig.* 830), récemment breveté par la Compagnie parisienne de l'Air comprimé, est un émulseur des plus simples ; je le signale donc seulement pour ses applications.

Il peut, justement à cause de son extrême simplicité, servir à élever indifféremment de l'eau, de la boue, du sable, des graviers en suspension, etc. Le rendement en eau qu'on peut demander à un puits foré de dimensions données est supérieur à celui obtenu par les autres systèmes. Par exemple (*Revue Technique* de décembre 1897), les débits seraient de :

Pour un puits foré de 150 millimètres	270 à 290	litres par minute
— 200 millimètres	550 à 3.000	—
— 250 millimètres	1.100 à 4.000	—
— 300 millimètres	3.200 à 5.400	—

suivant le rendement même du puits.

Pour élever l'eau de 5 à 15 mètres, il faut 1^{lit},5 à 2^{lit},5 d'air atmosphérique par litre d'eau élevé, cet air étant comprimé à une pression fixée par les conditions d'installation de la pompe.

Notons un abaissement de la température de l'eau par suite de la détente de l'air, une oxydation et un dépôt postérieur de sels ou substances oxydables contenues dans l'eau, l'impossibilité, en hiver, de voir l'eau geler dans les tuyaux pendant les arrêts de la pompe, puisque alors il n'y a plus d'eau dans ceux-ci.

Ce système, apte à élever aussi bien l'eau douce que l'eau de mer, et même le pétrole, a été adopté dans les usines Deutsch, Solvay, aux magasins du Louvre, à la Compagnie continentale Edison, etc.

Émulseur de la Pneumatic Engineering C°. — Cet appareil est surtout remarquable par la position de son distributeur qui permet de supprimer le réservoir d'air sous pression, nécessaire dans presque toutes les autres installations.

La figure schématique 831 montre une installation complète. Le compresseur d'air est une pompe à double effet ordinaire munie de deux conduites sur lesquelles se trouve le robinet qui assure la distribution en tournant en temps voulu d'un quart de tour. Au-dessus du niveau de l'eau à élever se trouvent les deux réservoirs, dans les couvercles desquels débouchent les conduites d'air, et ayant à la partie inférieure

un conduit qui peut, au moyen d'un jeu de soupapes, communiquer avec l'aspiration ou le refoulement.

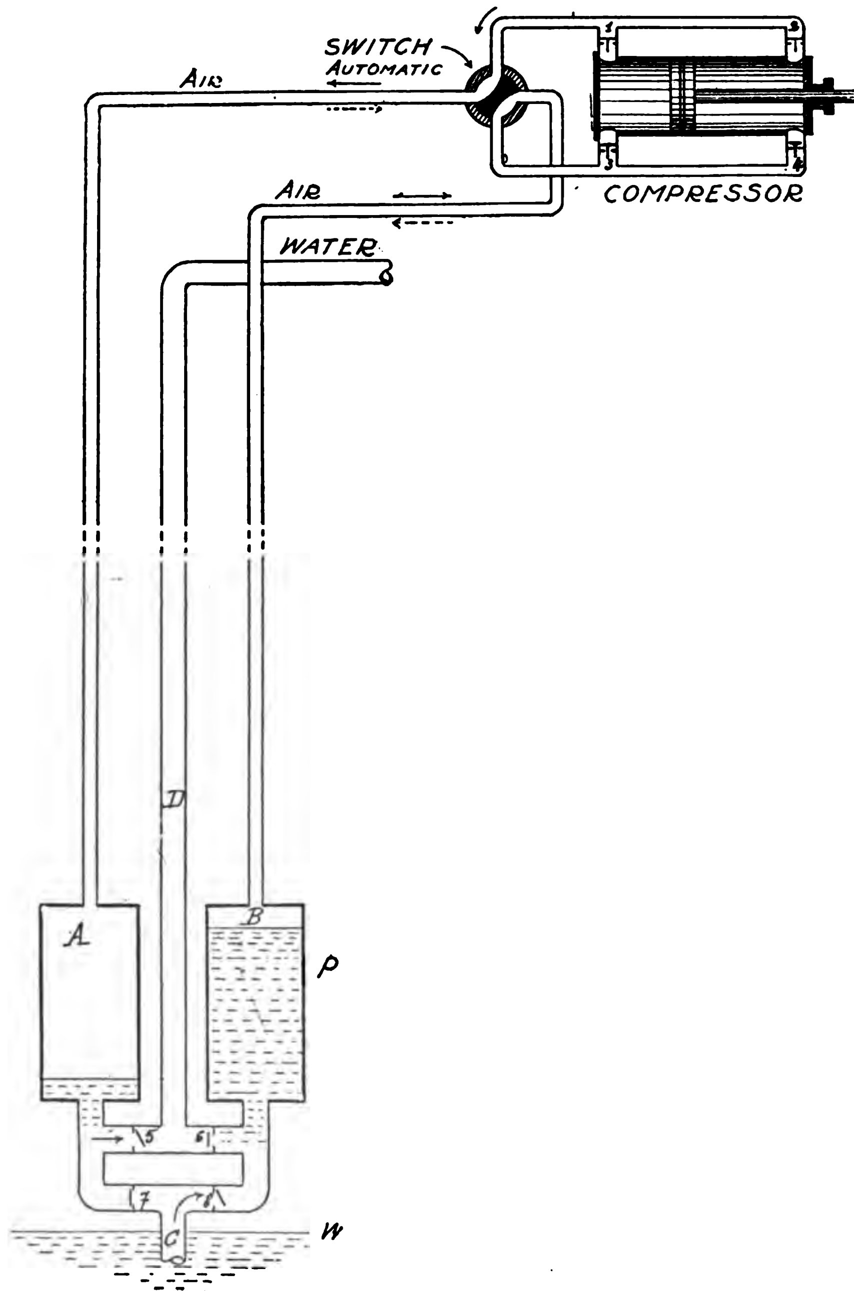


Fig. 831.

Supposons l'appareil en marche : le piston du compresseur allant vers la gauche comprime l'air qu'il a devant lui ; la soupape 1 s'élève et la pression fait passer une partie de l'eau du réservoir A dans le refoulement D ; pendant ce temps, de l'autre

côté du piston, il y a eu aspiration, les soupapes 4 et 8 se sont levées et une nouvelle quantité d'eau est montée en B.

Lorsque le piston ira de gauche à droite, l'aspiration continuera par 3 et 8 dans B, en même temps que la compression et le refoulement se feront par 2 et 5 de l'autre côté.

La marche continuera ainsi jusqu'au moment où B sera plein et A vide, époque à laquelle un flotteur contenu dans B établira par contact électrique le mouvement du robinet distributeur ou « aiguille automatique », comme l'appelle l'inventeur. A partir de ce moment, l'aspiration se fera dans A et le refoulement dans B.

Un seul compresseur peut desservir plusieurs émulseurs situés à une certaine distance les uns des autres et à des niveaux différents.

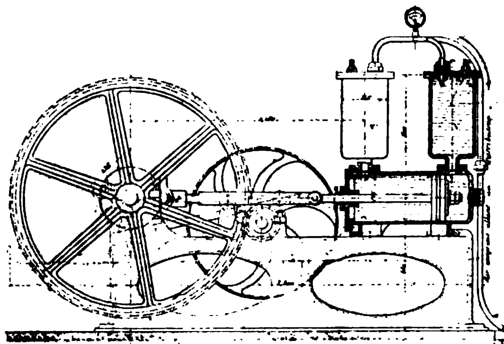
Une modification a été apportée à la commande du robinet distributeur ; on est arrivé par expérience à compter le temps nécessaire pour remplir ou vider les réservoirs A et B par rapport à la vitesse de la machine, et on a construit une commande par came pour obtenir le changement de marche en temps voulu.

Une machine de ce genre peut refouler 450 litres d'eau par minute à 132 mètres de hauteur avec un rendement de 85 0/0.

Les seules pertes sont dues aux frottements de l'air et de l'eau dans les conduites ; on les évalue à 15 à 20 0/0.

Émulseur Durozoi. — L'installation Durozoi pour l'élévation de l'eau au moyen de l'air comprimé comprend, comme toutes celles de ce genre : 1° le compresseur ; 2° le distributeur ; 3° l'émulseur proprement dit.

L'appareil compresseur d'air peut être de deux sortes suivant qu'il est mû par engrenages commandés par une machine à vapeur, et alors il est horizontal, ou suivant qu'il est commandé par une roue à vent placée en haut d'une tour ou d'un pylône, et alors il est vertical.



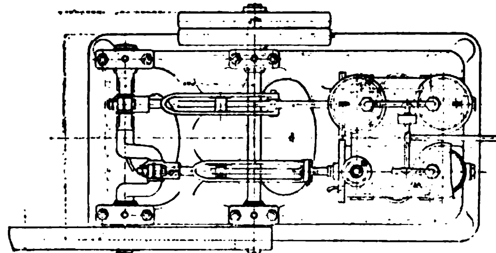


Fig. 832 et 833.

Le compresseur d'air horizontal (*fig.* 832 et 833) se compose de deux pompes aspirantes et foulantes calées à 90° sur le même arbre, et dont les cylindres sont en communication avec des réservoirs V et V' contenant de l'eau et ayant à leur partie supérieure chacun deux soupapes: une d'aspiration en relation avec l'extérieur, l'autre de refoulement en communication avec un réservoir ou poche intermédiaire d'air comprimé.

Le fonctionnement est simple : à chaque course il y a aspiration dans V où V' et refoulement dans la conduite.

Les figures 834 à 836 donnent les détails de la construction et du fonctionnement du moteur à vent destiné à commander le compresseur vertical.

L'appareil vertical demandait une étude spéciale, étant donné qu'il doit être muni d'une très longue tige de piston qui par conséquent travaille mal à la compression. M. Durozoi a ingénieusement tourné la difficulté en décomposant comme suit la compression en deux temps. La figure 837 montre l'appareil, d'ailleurs très simple, et dont voici le fonctionnement : dans la course de haut en bas, le piston P comprime dans l'espace situé au-dessus du petit piston *p* l'air qui a été aspiré dans la course précédente, et dans celle de bas en haut P aspire une nouvelle cylindrée en même temps que *p* achève la compression de l'air qu'il refoule par S' dans le tuyau en communication avec le distributeur.

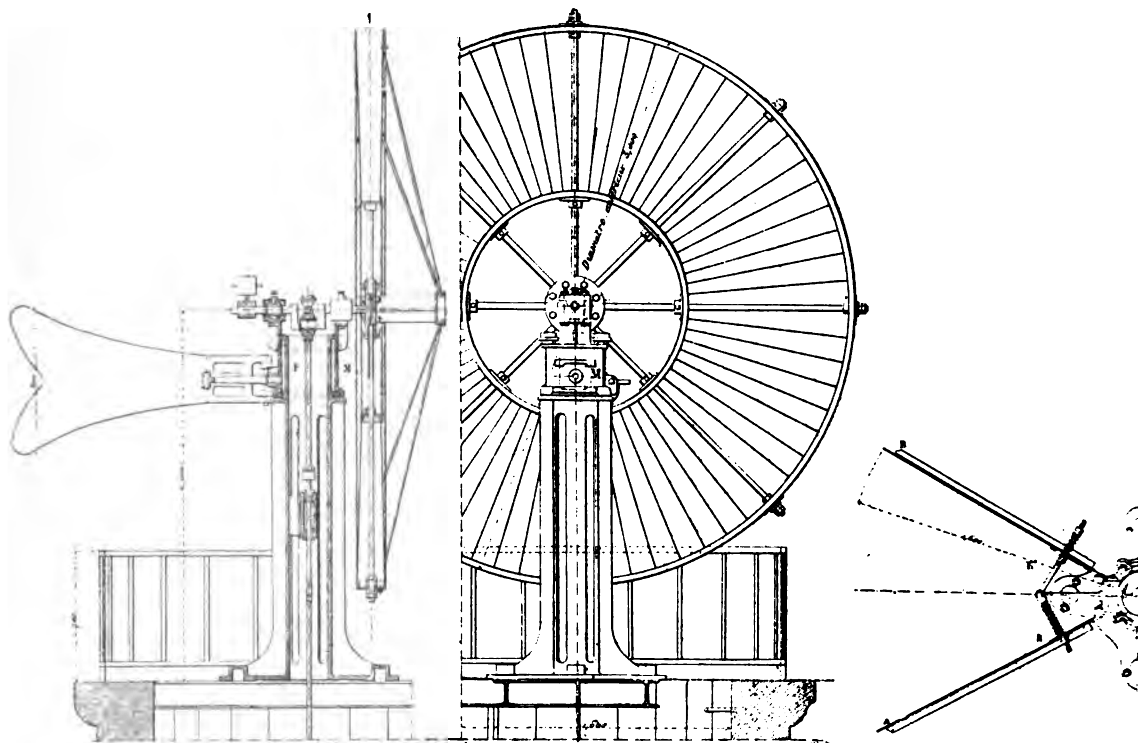


Fig. 834, 835 et 836.

La figure 838 montre une vue de ce distributeur qui, comme on le voit, est fixé au tuyau de refoulement d'eau. L'air comprimé arrive sous un piston-soupape appuyé sur son siège par un contrepoids sphérique dont on peut varier le bras de levier et réglé de façon que l'air ne puisse passer à l'élévateur que lorsqu'il a atteint une pression supérieure d'environ une atmosphère à celle à laquelle correspond la hauteur de la colonne d'eau quand l'appareil est en marche.

L'émulseur proprement dit (*fig.* 839) se compose d'un cylindre en fonte en communication directe avec le tube d'arrivée d'air, fermé à sa partie inférieure par un clapet s'ouvrant de dehors en dedans et en relation avec le conduit de refoulement par sa partie supérieure. Un clapet de retenue est placé sur ce conduit.

Voyons maintenant le fonctionnement de l'ensemble : Lorsque l'air est comprimé à une pression suffisante, il soulève le piston-soupape C du distributeur, arrive dans l'émulseur, provoque la fermeture du clapet de pied et refoule une certaine quantité d'eau ; mais, pour accomplir ce travail, l'air s'est étendu ; aussi le contrepoids a rabaissé la soupape C sur son siège, et le refoulement a cessé.

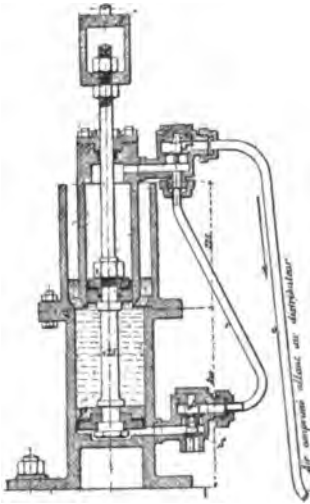


Fig. 837.

L'eau passée dans la conduite y est maintenue par le clapet de retenue, et la dépression causée par l'émulseur provoque son remplissage par le clapet de pied. Le compresseur d'air continue sa marche pendant ce temps, et la pression redevient suffisante pour provoquer un nouveau refoulement.

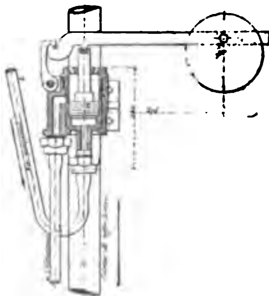


Fig. 838.

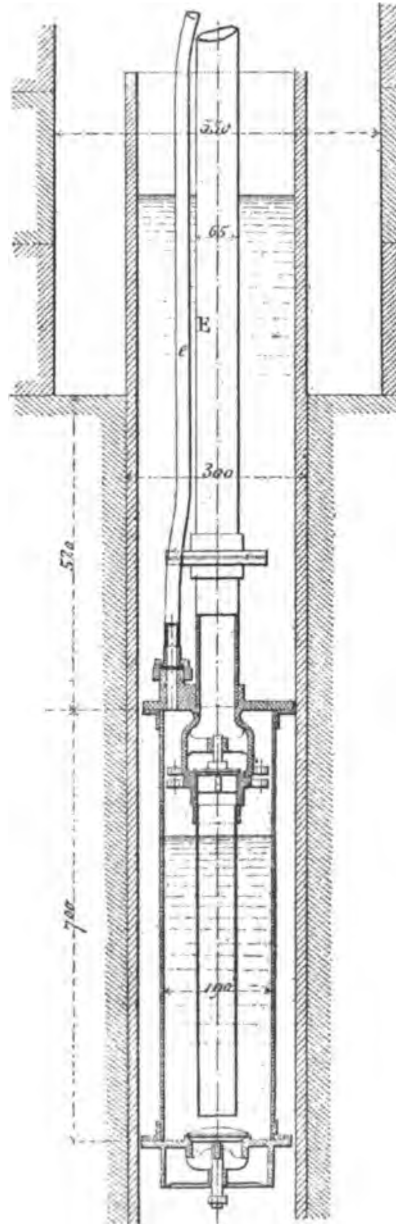


Fig. 839.

On voit ainsi que l'appareil continuera à agir par une série de pulsations.

Cet appareil est surtout avantageux lorsqu'on n'a besoin que d'une quantité d'eau assez faible et qu'on peut se servir du vent comme force motrice ; il ne nécessite dans

ces conditions aucune surveillance; il est seulement nécessaire de graisser de temps à autre les paliers de l'arbre moteur.

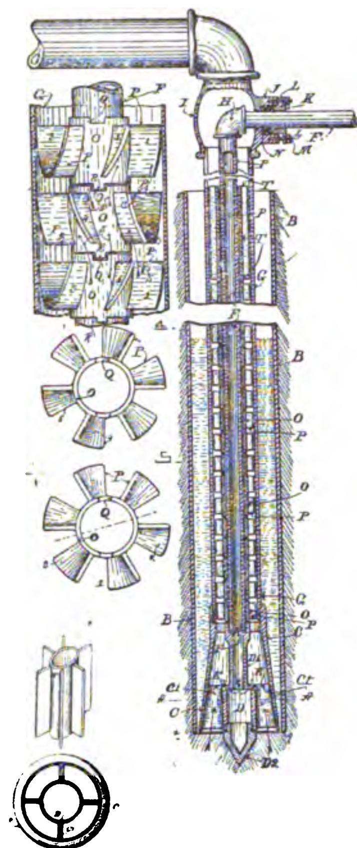


Fig. 840 à 845.

Émulseur Leyner. — Cet appareil (*fig.* 840 à 845), breveté en Angleterre en 1897, n'est qu'une modification des deux précédents. Afin de régulariser le débit et de supprimer les arrivées alternatives d'air et d'eau, l'inventeur provoque à la base de l'émulseur un mélange intime des deux fluides au moyen de manchons à ailettes.

L'appareil comprend toujours le tube central F pour l'arrivée d'air et le tube extérieur G pour l'échappement de l'eau. Ils sont vissés tous les deux à leur base sur un double manchon fixé sur la pointe D_2 et dont les deux couronnes concentriques sont réunies par 4 nervures radiales C_1.

L'air sort du tube F par une série de petits trous E disposés sur un épaulement provoqué par une diminution de diamètre.

Au-dessus de ce manchon et s'emboîtant sur le tube F sont disposés des colliers à ailettes P inclinées en sens contraire sur deux colliers consécutifs, afin d'obliger l'air à se mélanger mieux à l'eau par les sinuosités créées.

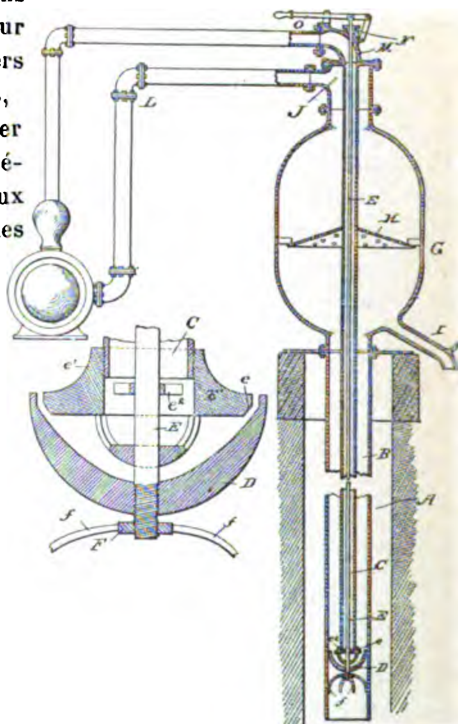


Fig. 846 et 847.

Chaque collier porte à sa partie inférieure un talon R, qui s'emmanche dans une rainure Q du précédent et évite ainsi la rotation que la poussée verticale de l'eau sur les ailes pourrait provoquer.

Dans le haut de l'appareil, afin de diminuer la résistance à la montée, les ailettes T sont verticales.

Émulseur Haas. — L'émulseur Haas, breveté en Angleterre en 1898, est un appareil dans le genre de celui de Chapman. Il se compose, comme lui (*fig.* 846 et 847), de deux tubes concentriques B et C.

L'air arrive par C et se mélange à l'eau, à la condition qu'on ait préalablement décollé la soupape D de son siège *e* au moyen

du levier O et de la tige E. L'eau contenue dans le tube B est élevée dans le réservoir G et s'écoule par le tube I; et l'air avec lequel elle était mélangée continue à monter et retourner par J et L à la pompe ou au compresseur, après s'être débarrassé des gouttelettes d'eau entraînées par son passage à travers le diaphragme H.

Afin d'éviter que l'arrivée d'air n'imprime à la soupape D des mouvements qui pourraient gêner ceux de l'eau, on l'a munie d'un guide F qui la maintient constamment dans l'axe de l'appareil.

Cet émulseur fonctionne très bien à la condition qu'on observe entre les diamètres des tubes B et C le rapport $\frac{5}{1}$ et, entre ceux de B et du puits, le rapport $\frac{5}{7}$.

Émulseur Mitchell. — Cet émulseur, breveté en août 1899, sous le numéro 629866, aux États-Unis, fonctionne absolument comme le précédent et n'en diffère que par la commande du distributeur.

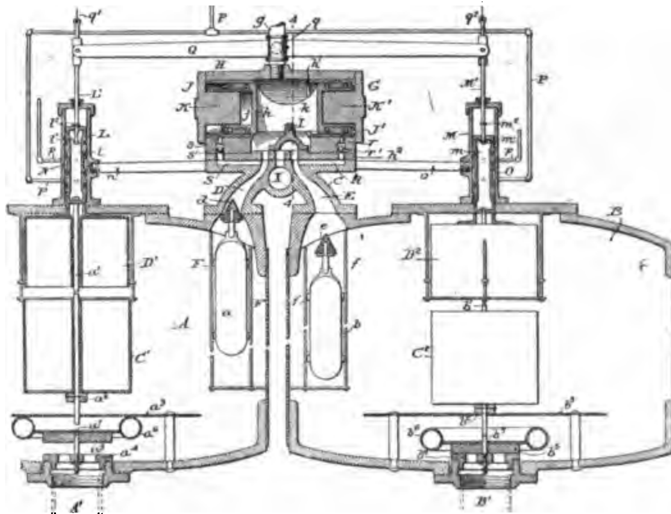


Fig. 848.

Il se compose (*fig.* 848) de deux chambres A et B en fonte ou en fer, munies chacune d'un tuyau d'aspiration A_2B_2 et d'une conduite de refoulement A'B' partant de l'extrémité inférieure. Les ouvertures de ces tuyaux sont munies toutes les quatre de clapets s'ouvrant de dehors en dedans. Ceux de A'B' sont à flotteurs constitués par des tores creux en tôle a^6b^6.

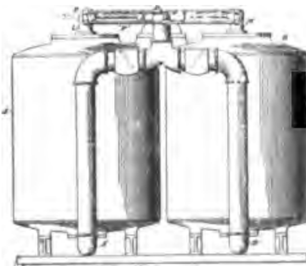


Fig. 849.

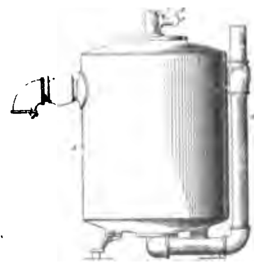


Fig. 850.

L'appareil distributeur (*fig.* 848 et 854) d'air comprimé comprend un tiroir principal en communication constante par *g* avec le réservoir d'un compresseur, et deux

tiroirs secondaires M et L verticaux et mus par des flotteurs D_1D_2 contenus dans les chambres A et B.

Le tiroir principal I est fixé par l'axe k_1 (*fig.* 851) entre deux flasques *k* et *k'* réunissant les deux parties creuses en laiton constituant le piston double *h'* du cylindre H. Les fonds J et J' sont munis de prolongements *k* et *k'* s'adaptant aux creux du piston *h*. Le déplacement de I s'opère sur une glace munie de trois ouvertures principales D, X, E, dont les deux extrêmes D et E servent à l'admission et X à l'échappement de l'air moteur, ou plutôt à établir la communication avec l'extérieur.

Les tiroirs secondaires (*fig.* 853) sont placés au centre des couvercles des récipients A et B; ils sont tous les deux semblables et disposés symétriquement par rapl port à H.

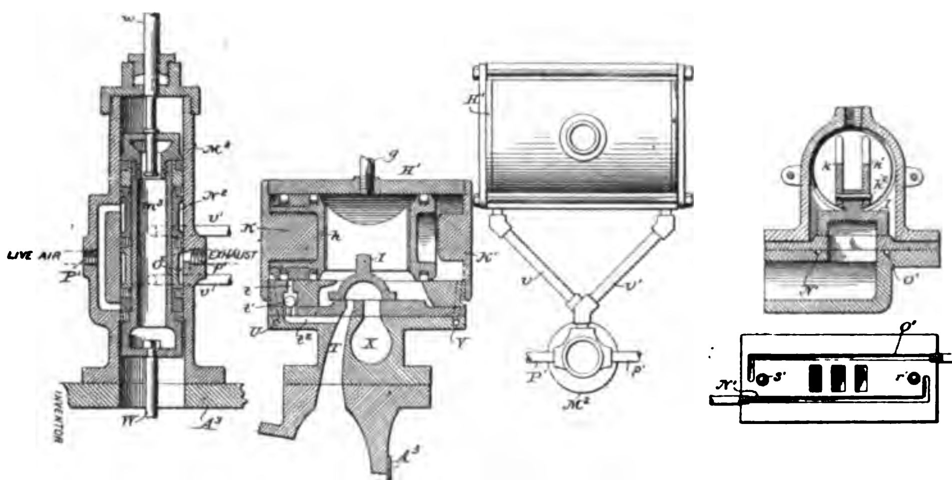


FIG. 851, 852, 853, 854 et 855.

Considérons celui de gauche : il se compose d'un corps cylindrique vertical L, dans lequel se meut le piston allongé *l* lié par sa tige *a'* à un flotteur D', auquel est suspendu un petit récipient C'. Un tuyau *n* branché sur le cylindre et débouchant près du fond *k* du tiroir principal peut être mis en communication avec l'un ou l'autre des P_1, P, au moyen d'une rainure ou gorge N pratiquée sur le piston *l*. P est en communication avec son symétrique et avec le réservoir d'air comprimé, tandis que P_1 débouche dans l'atmosphère.

Les deux pistons *l* et *m* sont attachés aux extrémités d'un même balancier Q par des tiges L' et M' munies de rondelles de butée l_1, l_2 et m_1, m_2 qui laissent une certaine indépendance dans le mouvement des distributeurs.

Le fonctionnement est facile à comprendre.

Émulseur automatique. — Cet émulseur se compose (*fig.* 856) de deux réservoirs A, A', plongeant dans le liquide à élever, dans le fond desquels arrivent les conduites de refoulement B, B'. Chacun d'eux est en communication avec le distributeur O d'air comprimé par les tubes C et C', qui servent à l'admission et à la communication avec l'air libre.

Le tiroir du distributeur est mû automatiquement au moyen des membranes *b*, *b'*

qui sont serrées par des vis sur des ouvertures elliptiques pratiquées sur le refoulement. A l'état de repos, chaque membrane est courbée vers le tube par la pression qu'exerce sur elle un poids *g* ou *g'* articulé à un levier coudé *d'* à branches inégales et articulé sur l'armature de fixation de la membrane.

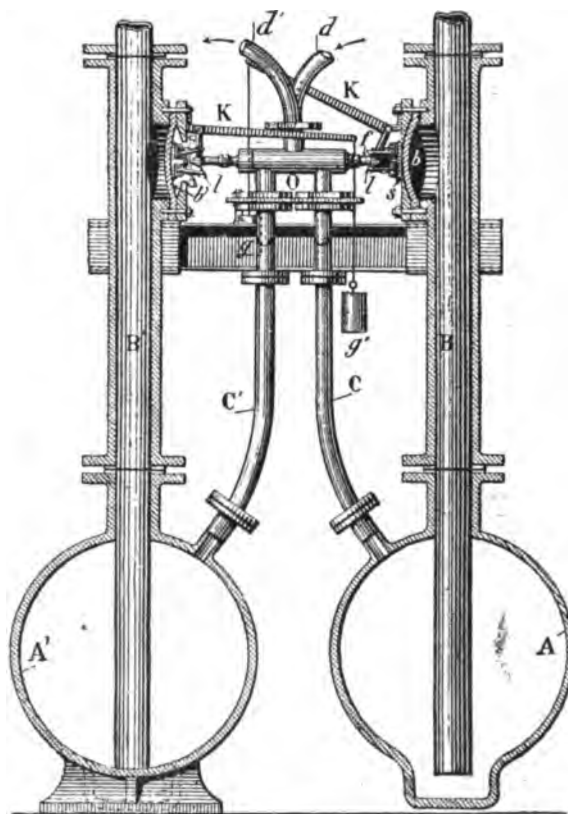


Fig. 856.

Supposons l'appareil en marche : A est plein et l'air sous pression arrive par *dc* et refoule l'eau qui enfonce la membrane vers l'extérieur et maintient l'arrivée de l'air dans A pendant le passage du liquide.

Pendant ce temps, A' communiquant avec l'extérieur par *c'd'* se remplit. Au moment où l'eau ne passe plus dans B, le poids *g* ramène la membrane à sa position naturelle, et elle entraîne le piston *f* du distributeur au moyen des petits crochets *l*. L'air arrive alors sur le liquide contenu dans A', ferme l'aspiration, et le refoulement se produit, et ainsi de suite.

CHAPITRE V

POMPES POUR USAGES SPÉCIAUX

I

POMPES A INCENDIE

La nécessité de se rendre rapidement sur les lieux du sinistre à combattre, et celle de pouvoir fournir un débit assez grand sous une pression suffisante pour faire atteindre au jet liquide une hauteur de 25 à 30 mètres, sont les deux conditions principales à réaliser dans toutes les pompes à incendie. Elles exigent pour cela une étude spéciale et une construction particulièrement soignée. Il est en effet inutile d'insister sur les inconvénients graves qui résulteraient de la rupture d'une pièce quelconque au moment de l'action.

Les moteurs employés pour la commande des pompes à incendie — indépendamment de l'homme — sont les moteurs à vapeur, électriques et à pétrole.

Dans tous les cas, le débit étant fixé, on en déduit les dimensions du ou des corps de pompe.

Soient :

D, le diamètre du piston en mètres ;
d, le diamètre du jet à la sortie ;
n, le nombre de doubles courses par minute du piston ;
l, la longueur de la course en mètres ;
ρ, le rendement volumétrique (rapport de la quantité d'eau pompée au volume engendré par le piston).

La vitesse de sortie sera donnée par la formule :

$$V = \frac{D^2 . l . n}{d^2 \times 60} . \rho,$$

qui se déduit de l'équation de continuité.

En appliquant la formule qui donne l'espace parcouru par un corps lancé verti-

calement de bas en haut, on trouve la hauteur que doit atteindre en théorie le jet liquide :

$$h = \frac{V^2}{2g} = \frac{D^4 . l^2 . n^2}{3600 . d^4 2g} . \rho = \frac{D^4 . l^2 . n^2}{70632 d^4} \rho^2.$$

En pratique, il faut compter que la résistance de l'air empêche d'obtenir la hauteur h. On n'obtient que :

$$h' = 0{,}7 \text{ à } 0{,}8 . h.$$

On diminue l'action de l'air et la réduction en pluie du jet en faisant le diamètre de sortie de l'eau aussi petit que possible.

A. — POMPES A BRAS

L'effort produit par les hommes sur le piston de la pompe est égal à celui d'une colonne d'eau qui aurait pour base la surface du piston et pour hauteur celle du jet théorique ; cet effort est donc :

$$P = \frac{D^6 l^2 n^2 \rho^2}{90 d^4}.$$

Il correspond à une pression de 4 à 5 atmosphères. Le travail nécessaire pendant le fonctionnement, et seulement pour le refoulement, est :

$$nlP = \frac{D^6 s^3 n^3 \rho^2}{90 d^4},$$

en kilogrammètres par minute.

Il y a lieu de tenir compte de la résistance, dans les conduites, des frottements de la machine, etc. ; on admet que la même force est nécessaire pour la montée et la descente du piston. Le travail réel nécessaire pour le fonctionnement est donc en kilogrammètres :

$$2nlP = \frac{D^6 l^3 n^3 \rho^2}{45 d^4}.$$

Le travail fourni par un homme étant de $18^{kgm},75$ par seconde, le nombre d'hommes nécessaire pour actionner la pompe sera donc :

$$\frac{D^6 l^3 n^3 \rho^2}{50625 d^4}.$$

Pour les pompes à deux cylindres, on prendra pour n le nombre total des levées de l'un et l'autre piston ; les mêmes formules s'appliquent, mais en tenant compte de ce que l'augmentation de force nécessaire pour vaincre les résistances dans les tuyaux ne sera plus que les 3/4 de la force totale.

Le travail effectif sera alors :

$$1{,}75 lnP = \frac{D^6 n^3 l^3 \rho^2}{51{,}4 d^4},$$

en kilogrammètres par seconde, et le nombre d'hommes nécessaire sera :

$$\frac{D^6 n^3 l^3 \rho^2}{57835 d^4}.$$

La valeur de ρ est de 0,8 en moyenne.

Quand l'aspiration de l'eau doit être faite par la pompe même, il faut tenir compte dans les calculs du travail nécessaire à cette aspiration, qui est égal à $785D^2Hln$, H étant la hauteur d'aspiration.

Pompe à incendie à bras, type « Ville de Paris ». — Cette pompe est représentée sur les figures 857 et 858, et est en usage dans presque toutes les localités non pourvues d'un service spécial d'incendie, comprenant des canalisations, fire-hydrants, pompes à vapeur ou électriques, etc.

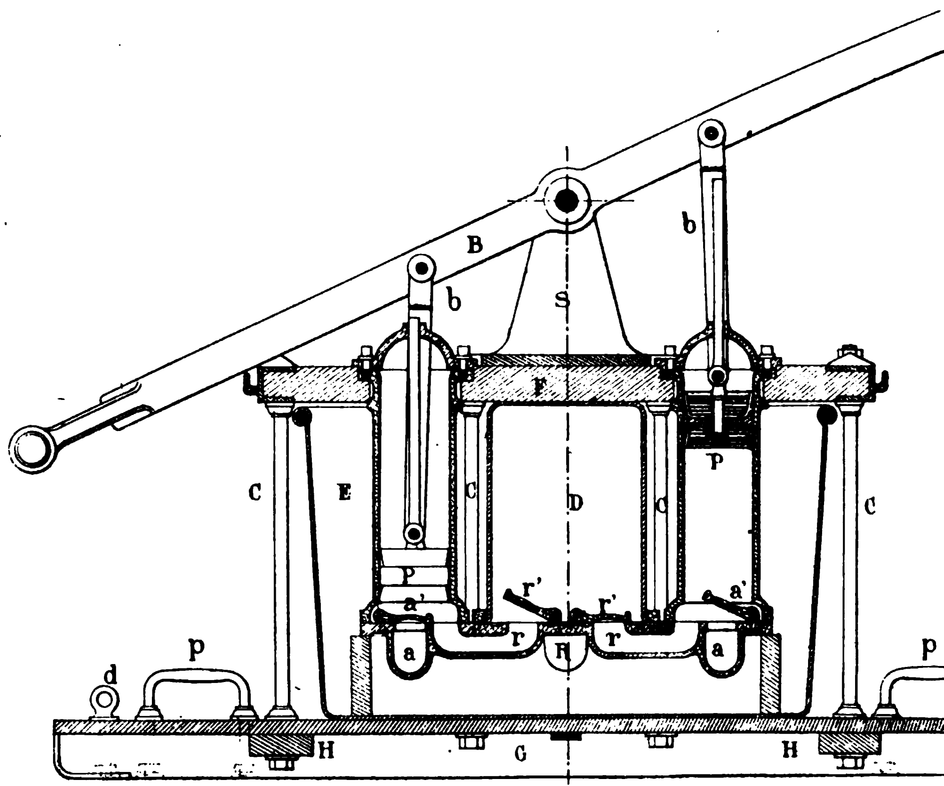


Fig. 857.

Le fonctionnement se comprend aisément à l'inspection des figures.

Les pistons P portent des cuirs emboutis opposés qui servent l'un pendant l'aspiration, l'autre pendant le refoulement.

Les pistons sont mus par le balancier B et les bielles b ; ils sont guidés par une tige qui coulisse à frottement doux dans un trou percé au centre du chapeau des cylindres. La course des pistons est limitée par la butée du balancier B sur le bâti.

Le réservoir d'air D est circulaire. Il occupe le centre de la bâche à eau E et des corps de pompe. Son fond supérieur s'appuie contre la traverse F du balancier.

Les deux conduits d'aspiration *a*, *a* sont réunis latéralement et aboutissent à un robinet d'aspiration, qui les fait communiquer soit avec une source d'eau extérieure, soit avec la bâche E.

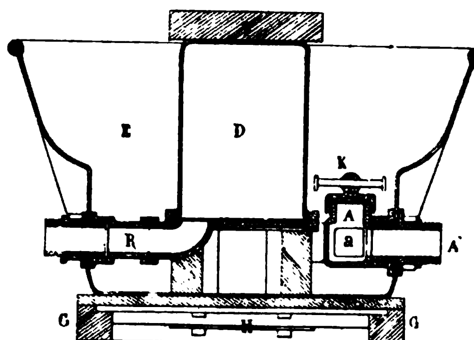


Fig. 858.

Lorsque l'eau est amenée à la main par « baquetage » dans la bâche E, on prend soin de la tamiser par des paniers en osier de forme appropriée, que l'on place sur l'ouverture de la bâche.

La pompe est montée sur un traîneau de bois G muni de poignées P et de pitons d'accrochage *d*. Ce traîneau peut être lui-même placé sur un chariot pour le transport.

Voici un tableau donnant les types courants des pompes à bras :

DIAMÈTRE des PISTONS	NOMBRE D'HOMMES	DÉBIT THÉORIQUE par minute	PORTÉE MAXIMA DU JET	
			DISTANCE	HAUTEUR
millimètres		litres		
125	12	400	38	30
110	8 à 10	310	36	28
95	6	210	34	26
90	4	175	28	22

B. — POMPES A INCENDIE A VAPEUR

L'inconvénient que présentaient à l'origine les pompes à incendie à vapeur consistait dans l'impossibilité d'obtenir en un temps très court une pression suffisante à la chaudière pour pouvoir commencer à pomper. Dans l'étude qui va suivre, nous nous occuperons donc beaucoup des modifications apportées aux générateurs en vue de la mise en pression rapide.

Pompes Thirion. — Les premières qui furent construites et livrées aux villes avaient une chaudière à tubes en U, et la commande de la pompe s'effectuait par le moyen de bielles : c'est, si l'on veut, le type 1872. Donnons quelques indications sur la chaudière (*fig.* 859).

Les tubes en U sont en cuivre rouge étiré et renforcés à la partie cintrée. Ils sont placés en plein feu au-dessus de la grille ; l'eau remplit les tubes et occupe une dizaine de centimètres dans la chaudière au-dessus de la plaque tubulaire. Cette disposition donne une circulation très rapide et assez régulière de l'eau au travers des tubes, comme on l'a pu constater en faisant une expérience avec un tube en verre

placé sous un réservoir dans des conditions analogues. Grâce à cette circulation et à la position des tubes, l'eau est très rapidement vaporisée. On peut arriver à mettre en marche la machine en sept minutes, si on réduit assez le volume d'eau ; en fait, la chaudière est étudiée pour être en pression au bout de huit ou dix minutes. Les tubes en U sont faciles à poser : on les passe par la porte, on fait pénétrer les extrémités libres dans la plaque tubulaire, on les fixe au moyen d'un mandrin conique sur lequel on frappe énergiquement ; en cas d'avarie, il serait facile et rapide d'obturer le tube avarié au moyen de petits tampons (*fig.* 859).

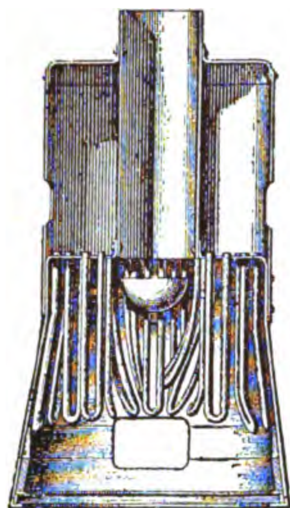
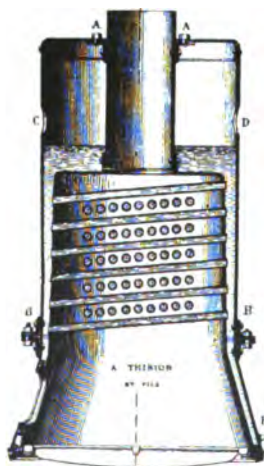




Fig. 859. — Chaudière de la pompe *Thirion* (1872).

Quelques années plus tard, un nouveau type fut créé par la même maison. La chaudière à tubes en U subsistait ; mais la pompe devenait à action directe : c'est le type 1878.

Enfin, en 1892, de nouvelles modifications nous donnent le type actuellement en usage : la pompe reste à action directe ; mais c'est la chaudière qui est modifiée. Je vais dire quelques mots successivement de la chaudière, de la distribution de la machine à vapeur, de la disposition de la pompe elle-même.





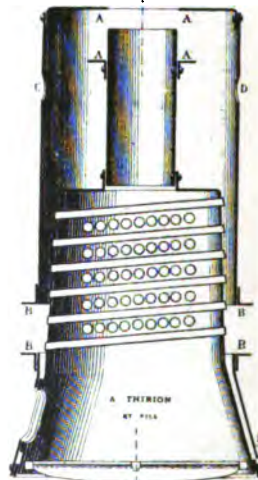


Fig. 860 à 862. — Chaudière *Thirion* de 1892.

La chaudière comporte (*fig.* 860 et 861) une enveloppe comprise entre les joints AA et BB, l'enveloppe du foyer et la partie extérieure jusqu'à la cornière du joint BB', enfin le faisceau tubulaire. Le joint BB se fait en caoutchouc, le joint AA au mastic.

La chaudière est en tôle d'acier ; les tubes, en cuivre rouge étiré, sont fixés au

moyen d'un mandrin conique; l'expérience a montré que, dans ces conditions, il n'y a point de fuites au joint. Les tubes étant inclinés, il s'établit une circulation d'eau facile à comprendre dans tout le faisceau; les crasses et impuretés tombent et se déposent dans la chaudière. Le nettoyage se fait par C et D; le démontage, comme l'indique la figure 862, par les joints BB' et AA'. La chaudière est munie de tous appareils de conduite, de contrôle et de sûreté, comme le montre la figure 863.

La figure 866 donne l'ensemble du mécanisme et de la pompe. C'est une disposition à action directe telle que nous en avons

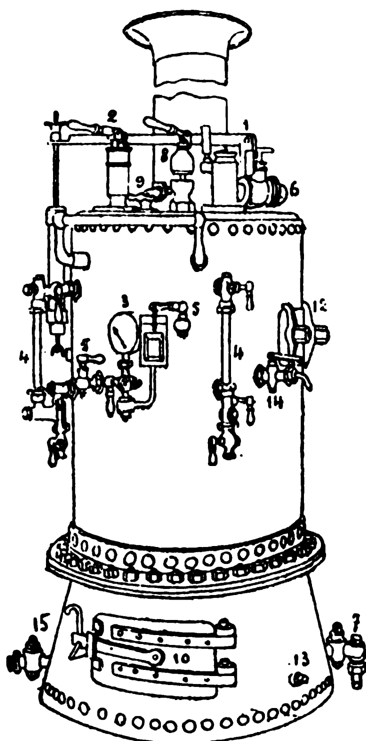


Fig. 863.
Chaudière *Thirion* de 1892 avec ses accessoires.

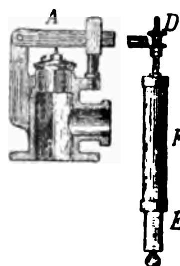


Fig. 864. — Soupape de sûreté.

déjà rencontré plusieurs. Le moteur à vapeur est à un, deux ou trois cylindres, suivant que la pompe est à un, deux ou

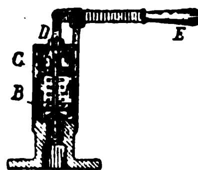


Fig. 865. — Soupape de vidange.

Légende de la figure 863.

1. Soupape de sûreté avec balance à ressort maintenue sur son siège par un levier A (*fig.* 864). La balance indique la pression en kilogrammes sur la soupape par centimètre carré. Le ressort de la balance est serré par l'écrou D. — 2. Soupape de sûreté à ressort avec levier de décharge à la main. On voit (*fig.* 865) la disposition de cette soupape, qui ne doit servir à la main que pour précipiter la vidange d'une chaudière en pression. — 3. Deux manomètres. — 4. Deux tubes de niveau d'eau. — 5. Deux robinets de jauge. — 6. Robinet de vapeur. — 7. Robinet d'arrivée d'eau avec soupape de sûreté. — 8 et 9. Sifflet et robinet souffleur. — 10. Porte de foyer. — 11. Tampon autoclave de visite.

trois corps, chaque piston à vapeur actionnant directement un piston à eau. Les figures 867 et 870 donnent très clairement le système de distribution adopté, caractérisé par l'emploi de ce que MM. Thirion ont appelé le tiroir automoteur. D est le tiroir principal grâce auquel la vapeur se distribue par les orifices B et C, le tiroir automoteur EF est mû à chaque fond de piston P au moyen de la tige G reliée au piston. Enfin le piston-tiroir HI est déplacé par la pression même de la vapeur agissant par les petits orifices *a* et *b* s'échappant par *c* et *d*. On voit que, lorsque P

arrive à fond de course, la vapeur agit par a sur H, pendant que I refoule sa vapeur par d. Ainsi, le piston entraîneur HI prend la position de la ligne, entraînant avec lui le tiroir D ; le tiroir automoteur n'est déplacé pour renverser la distribution que tout à fait à fin de course.

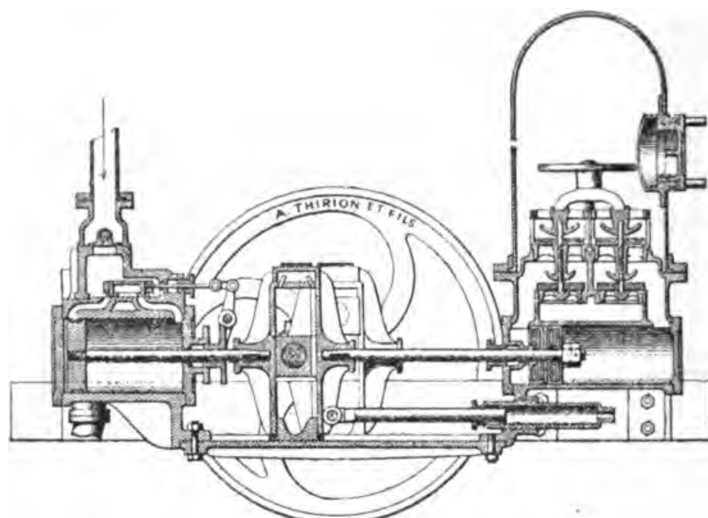


Fig. 866. — Pompe *Thirion* de 1890.

Cette distribution donne d'aussi bons résultats à grande qu'à petite vitesse.

La pompe elle-même (*fig.* 866 et 871) est en bronze, à double effet ; les pistons sont garnis de cuir embouti ; les clapets sont en caoutchouc et battent sur des grilles en bronze ; ils sont faciles à visiter et à remplacer ; la position des clapets

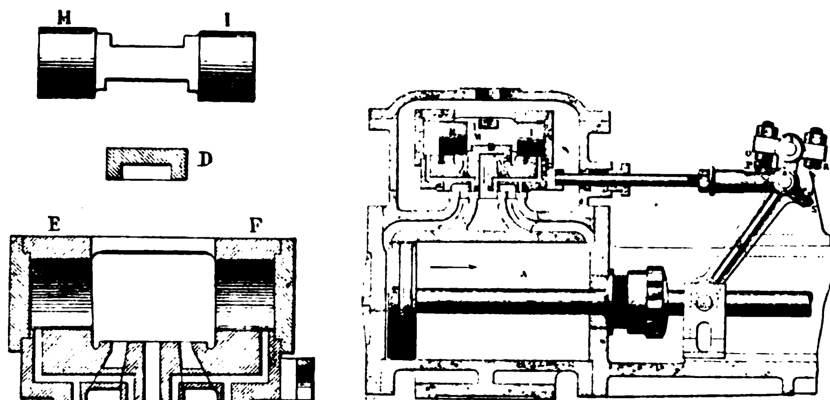


Fig. 867 à 870. — Distribution *Thirion*.

permet d'aspirer à 6 mètres sans amorcer la pompe et à 9 mètres lorsqu'elle est amorcée. La figure 871 montre la disposition de la pompe en bout. Le réservoir d'air E, placé sur l'aspiration, n'existe que pour les pompes à un ou deux corps. La sortie du refoulement porte deux branches D, avec vanne qu'on fait manœuvrer par le levier M. Enfin la figure 872 donne le détail d'une boîte à clapets avec celui de

l'aspiration T et celui du refoulement E. Le piston (*fig.* 873), qui doit être ajusté à frottement très doux dans le corps de pompe, est formé de deux emboutis bien tournés, montés sur une forme centrale en cuivre, avec rondelles de cuir à l'intérieur. Le tout est ajusté dans le corps de pompe et serré par écrou entre deux platines en cuivre.

Les pompes Thirion sont employées dans nombre de villes (notamment à Paris), ainsi que chez de nombreux industriels, pour le service d'incendie. Voici les résultats fournis par des essais effectués aux forges et aciéries Jacob Holtzer sur une pompe n° 0 à deux corps :

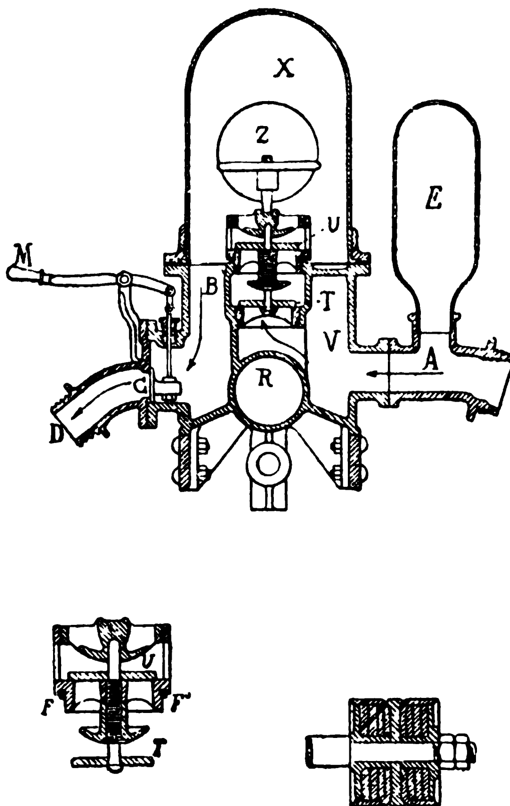


Fig. 871 à 873. — Détail de la pompe *Thirion* de 1892.

La chaudière garnie, prête à l'allumage, avec 0m,04 d'eau au-dessus du ciel du foyer, a fourni de la vapeur à 4 kilogrammes au bout de onze minutes et demie et à 8 kilogrammes au bout de treize minutes et demie. La pompe, marchant à 192 tours par minute, a débité 27.675 litres à l'heure, avec aspiration de 3m,55. La pression de l'eau, au refoulement, était de 8 kilogrammes avec un tuyau en toile de 50 millimètres de diamètre et de 20 mètres de long et des ajutages de 18 millimètres ; on a pu atteindre une hauteur de 32 mètres, et le même jet atteignait horizontalement 42 mètres. Cette pompe consommait 32 kilogrammes de vapeur par cheval en eau élevée et vaporisait 6kg,37 d'eau par kilogramme de houille.


Fig. 874 à 876. — Chaudière *Ahrens*.

Pompes Ahrens. — Ce qu'il y a de plus intéressant dans cette pompe américaine, c'est sa chaudière à tube d'eau, qui permet d'obtenir très rapidement, avec de l'eau froide, la pression nécessaire. L'inventeur affirme que cette chaudière permet d'avoir assez de vapeur pour lancer de l'eau quatre minutes seulement après l'allumage du feu (*fig.* 874

à 876). On évite, dans ce système, de ne mettre qu'un peu d'eau froide, au début, sur la voûte du foyer, afin d'accélérer la vaporisation. Cette pratique délicate est absolument abandonnée, et la chaudière est complètement remplie d'eau. L'eau prise dans la chaudière au moyen d'une pompe de circulation est refoulée dans les tubes par leur extrémité inférieure; la vapeur produite pendant la circulation et l'eau non vaporisée se retrouvent à la partie supérieure de la chaudière, où elles se séparent. Des tiges verticales soutiennent les tubes; on peut, en enlevant quelques boulons et isolant une ou plusieurs sections, enlever, réparer et remplacer celles-ci en quelques heures. Au montage, on tient compte des dilatations et contractions des tubes en vue d'éviter les ruptures. La circulation d'eau étant rapide et forcée, la vaporisation est active et les incrustations sont presque évitées. La pompe

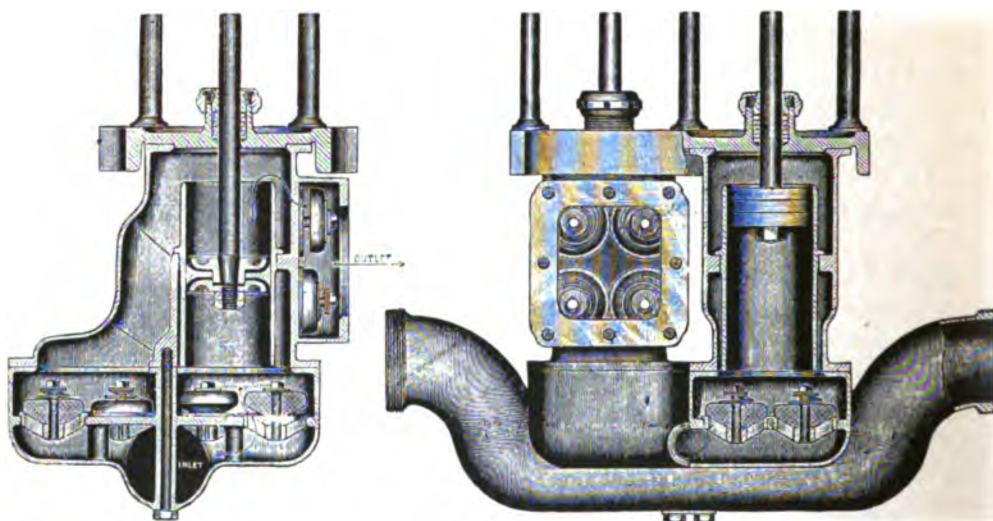


FIG. 877 et 878. — Pompe *Ahrens*.

(*fig.* 877 et 878) est en bronze; les clapets d'aspiration, du type Wilcox (*fig.* 879), sont verticaux et s'abattent d'eux-mêmes sur leur siège.

Un essai intéressant fut fait avec une pompe de ce système, à Chicago, en novembre 1895. Il s'agissait de savoir si on pouvait, grâce à elle, atteindre les parties supérieures des hautes maisons modernes. On prit comme exemple le temple maçonnique, dont le toit est de 96m,40 au-dessus du sol. On installa contre la façade un tuyau vertical de 75 millimètres de diamètre et de 99m,50 de hauteur. Ce tuyau était prolongé à la partie supérieure par un boyau de 62 millimètres de diamètre et de 15 mètres de long, terminé lui-même par une lance dont l'orifice avait 31 millimètres de diamètre; à la partie inférieure, le tuyau était réuni à la pompe, située à 45 mètres de distance, par deux boyaux ayant tous deux 62 millimètres de diamètre. Ainsi, de la pompe à la lance, le tuyautage atteignait près de 160 mètres. Un manomètre fut installé sur la conduite, près de la pompe; un autre sur la toiture près de la lance. On observa simultanément les pressions sur les deux manomètres.

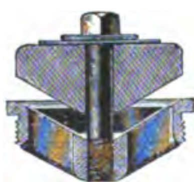


FIG. 879.
Clapet *Wilcox*.

Voici les résultats :

A une pression à la pompe de	10^{kg},6	correspondait	0^{kg},3	en haut
—	12 ,4	—	0 ,8	—
—	14 ,1	—	1 ,3	—
—	15 ,9	—	1 ,4	—
—	17 ,0	—	3 ,7	—

La pompe Ahrens expérimentée pesait 4.250 kilogrammes; sa chaudière avait 19^{m^2},63 de surface de chauffe et 0,58 de grille; les deux cylindres à vapeur avaient 0^m,188 de diamètre, les deux plongeurs 0^m,120; la course commune était de 0^m,202.

On peut conclure qu'une de ces pompes à incendie à vapeur peut, moyennant une pression de 14 à 15 kilogrammes par centimètre carré, fournir un jet d'eau efficace à la partie supérieure des monuments les plus élevés.

Pompe Silsby. — C'est une pompe rotative, mue directement par une machine à vapeur basée sur le même principe que la pompe elle-même.

La machine à vapeur consiste en deux cames rotatives à axes parallèles fonctionnant dans une enceinte elliptique (*fig.* 880); la vapeur, après avoir traversé ce

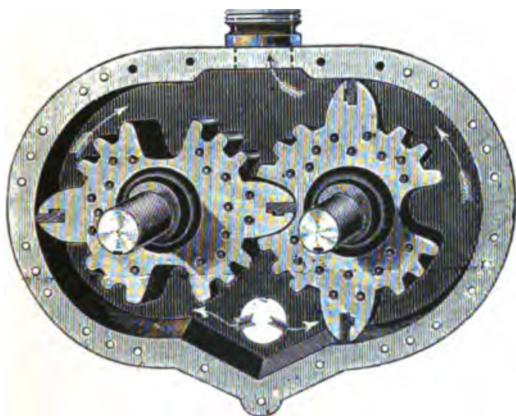


Fig. 880. — Moteur rotatif *Silsby*.

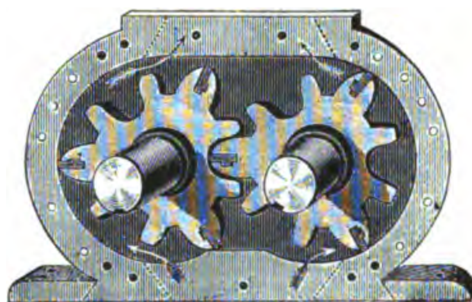


Fig. 881. — Pompe rotative *Silsby*.

cylindre et mis les cames en mouvement, se rend dans le réchauffeur d'eau d'alimentation. Chaque came est composée de deux saillies et pourvue de dents, de sorte que la séparation entre l'admission et l'échappement est convenablement assurée sans joints spéciaux. Aux extrémités des saillies sont placées des bandes d'étoupe mobiles, pressées par des ressorts contre les parois du cylindre. Ces bandes s'usent certainement, mais sont des plus faciles à remplacer.

La construction de la pompe (*fig.* 881) est absolument analogue; mais, afin d'avoir un afflux d'eau très régulier et sans à-coups, on a donné aux cames trois saillies au lieu de deux, et on a pu ainsi supprimer les dents supplémentaires. Dans ces conditions, les passages d'eau étant larges et directs, toute valve étant supprimée, l'eau peut contenir des corps étrangers et des saletés sans que le fonctionnement de la pompe soit interrompu. Cette pompe s'amorce d'elle-même, le mouvement de l'eau

est continu et régulier, il n'y a pas de vibrations; une fois en marche normale, cette pompe peut élever l'eau — sans soupapes — jusqu'à une hauteur verticale de 90 mètres environ.

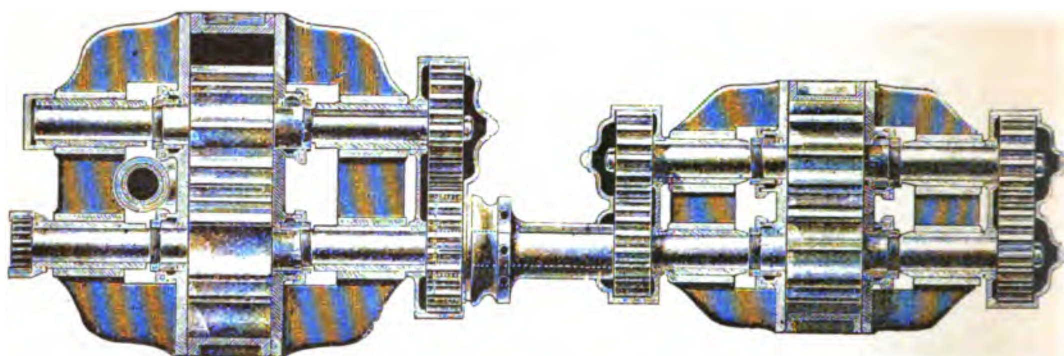


FIG. 882. — Ensemble du moteur et de la pompe *Silsby*.

Le mécanisme et la pompe sont réunis comme le montre la figure 882; un arbre de la pompe est directement accouplé avec un du cylindre à vapeur. La connexion des autres cames et la régularisation de leur mouvement sont assurées par des engrenages.



FIG. 883 et 884. — Chaudière de la pompe *Silsby*.

Cette réunion simple et directe du mécanisme et de la pompe réduit considérablement (eu égard au mouvement très régulier de l'eau) les pertes de force vive, de sorte que la pompe peut marcher avec très faible pression de vapeur.

La chaudière de cette pompe comporte (*fig.* 883 et 884), dans la boîte à feu, des tubes à feu disposés circulairement et solidement vissés à la plaque supérieure; ces tubes sont obturés à la partie inférieure au moyen de chevilles de fer qui y sont soudées. A l'intérieur de chacun de ces tubes s'en trouve un autre, de plus faible diamètre, et disposé de façon que l'eau circule dans le tube intérieur et que la vapeur remonte par la couronne. Les gaz de foyer passent de la boîte à feu de la cheminée même par des tubes verticaux, et, de la sorte, la vapeur est réchauffée et séchée avant de se rendre au cylindre. Le

tirage est réglé par un échappement variable, composé de quatre orifices munis de soupapes coniques et commandées par un levier à la disposition du mécanicien. La succession rapide des décharges de vapeur réalise un véritable jet continu, qui ne tire pas outre mesure le feu, et ce tirage est uniforme sur toute la grille grâce aux quatre orifices.

La circulation est très active, la surface de chauffe considérable ; on peut être en pression au bout de quatre à cinq minutes ; les tubes peuvent aisément se dévisser et se remplacer ; les tubes à fumée sont aussi aisément accessibles.

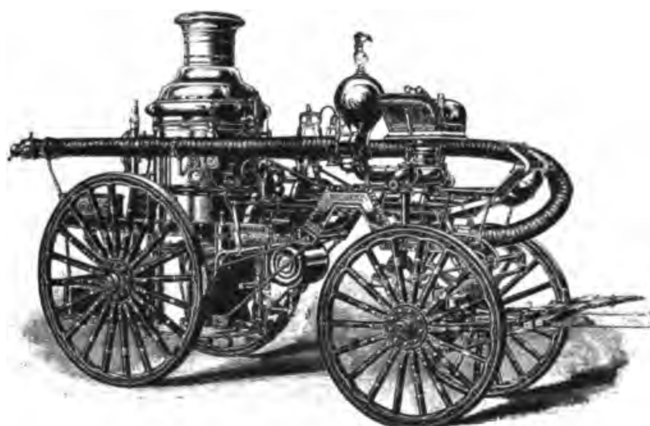


Fig. 885. — Pompe *Silsby*.

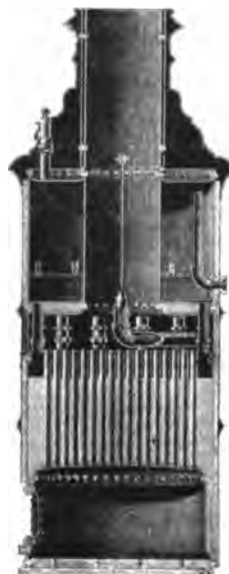


Fig. 886. — Chaudière *Button*.

La figure 885 donne la vue du grand modèle de pompe à incendie. Voici, de plus, les résultats des essais d'une machine Silsby de seconde taille, employée à New-Haven.

NOMBRE DE JETS	LONGUEUR DE CHAQUE LIGNE de tuyaux	DIAMÈTRES DES LANCES	PRESSIONS VAPEUR	PRESSIONS EAU	DISTANCES HORIZONTALES	DISTANCES VERTICALES
	mètres	millimètres	kilogrammes	kilogrammes	mètres	mètres
1	660	30	8,5	17,1	90	62
1	1.150	30	8,2	19,2	90	
1	490	30	8,7	15,7		68
2	330	25	8,7	13,6	75	57
4	490	22	8,6	9,1	62	
1	5.000	25	8,2	17,8	52	44

Pompe Button. — La chaudière de cette pompe (*fig.* 886) est à tubes verticaux et à chambre de combustion submergée. Les tubes et le mécanisme de tirage sont faciles à voir sur le dessin.

Les pompes de ce système — dont les coupes horizontales et transversales sont données sur les figures 887 et 888 — sont fondues d'une seule pièce et entièrement en bronze ; les valves sont en caoutchouc avec viroles et sièges de bronze. Le plon-

geur A, relié au mécanisme par la tige B, glisse dans une garniture d'étoupe C, maintenue par la pièce D et serrée par l'écrou E ; l'eau, arrivant par I, passe alter-

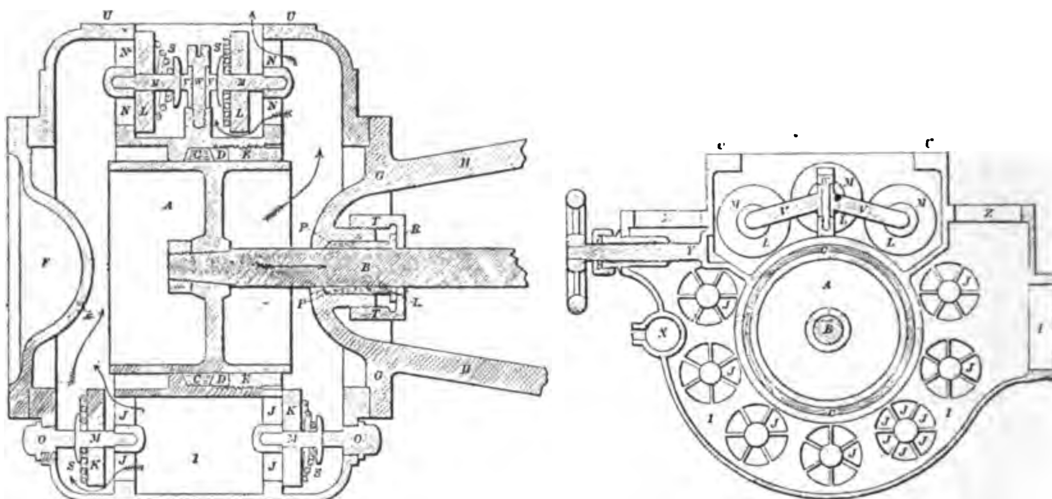


Fig. 887 et 888. — Pompe *Button*.

nativement par les orifices d'aspiration J, commandés par les soupapes K maintenues par les ressorts S; de même, le refoulement de l'eau s'effectue par les orifices N, commandés par les valves L ; enfin, la chambre à air se fixe sur la collerette U.

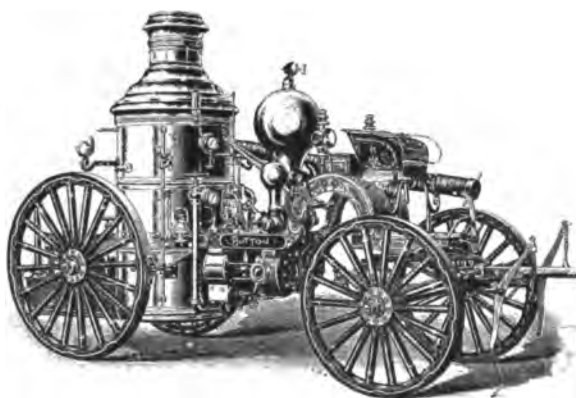


Fig. 889. — Pompe *Button*.

La machine est à deux cylindres parallèles, actionnant chacun une pompe à double effet telle que celle ci-dessus décrite. Les boîtes d'admission sont sous les cylindres, afin qu'on puisse aisément se débarrasser des condensations. Leur disposition est celle connue des pompes à action directe, la soupape d'admission d'un des cylindres étant mue par un levier relié à la tige du piston de l'autre cylindre. La figure 889 donne la vue d'ensemble.

Pompe Clapp et Jones. — La chaudière employée pour cette machine est la chaudière brevetée de Clapp, à tubes d'eau en spirale (*fig.* 890 et 891), de manière à offrir une surface de chauffe aussi grande que possible ; ils sont en cuivre sans soudure et disposés de façon à pouvoir se contracter et se dilater librement ; il peut y avoir six de ces tubes dans chaque section ; leur diamètre dépend de l'importance de la chaudière. Chaque tube est réuni à la partie supérieure au dôme de la boîte à feu

et à la partie inférieure aux parois latérales de cette même boîte ; les jonctions aux extrémités des tubes sont soigneusement exécutées au moyen d'écrous et de rondelles en cuivre, de façon à assurer l'étanchéité. Bien que l'enroulement des tubes soit aussi serré que possible, il reste cependant au centre de la boîte à feu un espace considérable dont la conséquence serait, s'il restait vide, de troubler la distribution de chaleur et de faire passer par les tubes à fumée du centre une quantité excessive de chaleur. Pour éviter cet inconvénient, et augmenter en même temps la surface de chauffe utilisable, on a placé dans l'espace vide un appareil dit « fire deflector », à circulation d'eau, dont la disposition est bien visible sur la figure 890 et dont le tronçon est représenté en figure 892. Cet appareil est vissé sur le dôme de la boîte à feu et en relation à la partie inférieure avec l'arrivée d'eau de la chaudière. Entre le dôme de la boîte à feu et la cheminée proprement dite, sont installées les cheminées à fumées qui assèchent et surchauffent la vapeur.

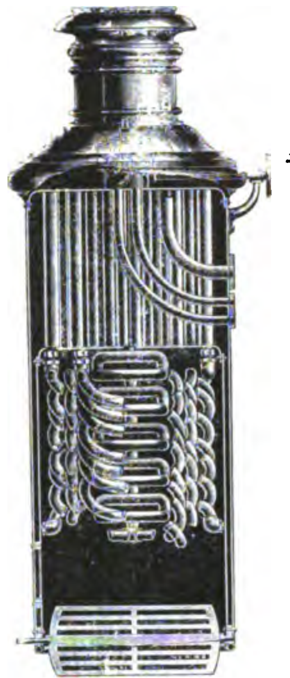


Fig. 890. Chaudière *Clapp et Jones.*





Fig. 891 et 892. Détail du déflecteur.

La pompe est d'un type spécial bien visible sur les figures 893 et 894 ; elle est en bronze, ainsi que ses soupapes, chevilles et accessoires ; elle est disposée de façon à

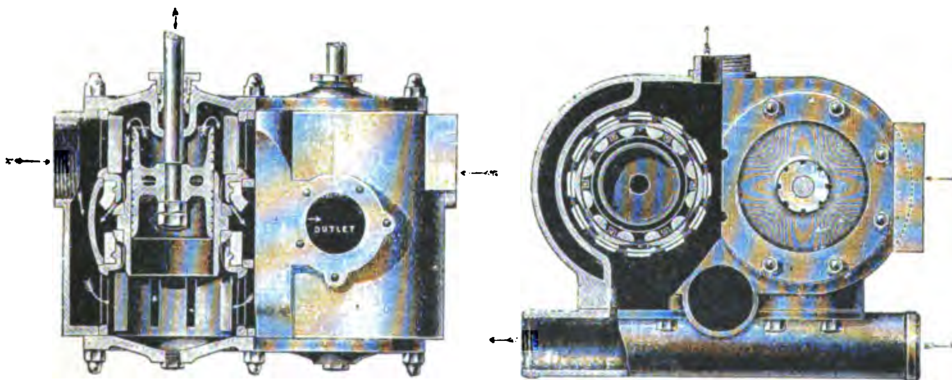


Fig. 893 et 894. — Pompe *Clapp et Jones.*

n'avoir besoin ni de cuir ni d'étoupage d'aucune nature, de sorte que le plongeur n'a presque pas de frottements. Les corps de pompes sont simplement des cages munies

de valves d'entrée et de sortie de construction simple. Il n'est pas nécessaire d'employer des ressorts en spirale ou autres pour ramener les valves à leur place, leur élasticité suffisant à les ramener rapidement et solidement sur leur siège. L'enlèvement et le remplacement de ces valves est simple et peut se faire vivement.

La machine est toujours composée de deux cylindres à vapeur et de deux pompes montées en action directe : les grands modèles ont les pompes verticales, les petites les ont horizontales.

Voici deux tableaux qui donnent les résultats d'essais pour le compte du service des pompiers de Boston sur des pompes Clapp et Jones et sur des pompes Silsby, dont nous avons parlé plus haut :

	CLAPP ET JONES				SILSBY			
Numéros des pompes	1	2	3	4	5	6	7	8
Durée de l'essai	162	163	151	143	171	109	49	120
Vaporisation par heure	867	903	1.067	1.600	960	740	1.225	1.256
Surface de chauffe en mètres carrés	8	8	10,4	13	16,17	20.9	20,9	21,3
Chaudières — Hauteurs (en mètres)	1.55	1,60	1,35	1,62	1,47	1,52	1,52	1,52
Chaudières — Diamètres (en mètres)	0,76	0.76	0,82	0,90	0,82	0,91	0,91	0,91
Chaudières — Poids (en kilogrammes)	626	626	712	860	680	900	900	900
Vaporisation : par mètre carré de chauffe et par heure	110	113	102	120	60	35 (1)	59	55
Vaporisation : par kilogramme de charbon en eau à 100°	5,87	3,45	4,94	3,51	4,49	4,22	4,10	3,76
Charbon brûlé par mètre carré de grille et par heure	503	890	570	840	693	445	737	722
Diamètre des cylindres à vapeur (en millimètres)	175	175	215	230	»	»	»	»
Course (en millimètres)	178	178	178	203	»	»	»	»
Diamètre des plongeurs (en millimètres)	112	112	127	140	»	»	»	»
Pression moyenne en kilog. × cm² — de la vapeur	7,2	5	6,5	4,9	7,10	5,3	4,2	6,3
Pression moyenne en kilog. × cm² — de l'eau	8,5	8,4	10	8,4	7.9	7,8	7,2	8,9
Débit en litres par seconde	34	40,5	40	45	68	36	21,5	42
Poids des machines : chaudières, moteurs et pompes (en kilogrammes)	»	2.935	3.150	3.615	»	»	3.456	»

(1) Vaporisation très faible due à une fuite réparée pour les essais (7) et (8) suivants.

MACHINES N° 4 CLAPP ET JONES

TOURS PAR MINUTE	PUISSANCE EN CHEVAUX		RENDEMENT
	INDIQUÉS	AUX POMPES	
294	84,86	64,9	76,5
300	84,15	60,9	72,4
304	85,88	60,9	70,9
262	59,75	41,2	69,0
294	83,21	57,8	69,4
315	61,68	38,5	63,1
326	79,46	47,7	60,0
348	83,05	57,6	68,5
336	85,98	53,2	61,9
330	59,41	43,9	74,0
346	83,90	54,4	64,9

Pompe Ch.-H. Fox. — La pompe à incendie brevetée par M. Fox, en octobre 1896, est munie de la chaudière Clapp précédemment décrite, et le brevet ne porte que sur les dispositions adoptées pour la pompe elle-même en vue d'en faciliter la visite et la réparation.

Les pompes (puisque ce sont des pompes doubles) sont réunies dans une chambre en bronze formant un seul corps comprenant les chambres d'aspiration et de refoulement ainsi que les soupapes ; ainsi, les deux pompes peuvent être très notablement rapprochées. Cette disposition donne en outre une rigidité plus grande à l'ensemble de la machine, simplifie son mécanisme et la rend capable de supporter sans vibrations des tensions très importantes. Les couvercles peuvent être facilement enlevés et replacés ; les conduits d'eau sont largement ouverts, les valves ont une grande surface et un petit soulèvement. Elles sont disposées circulairement autour de la partie inférieure du corps de pompe et sont généralement du type Wilcox (*fig.* 879).

Les figures 895 et 896 montrent la disposition de la pompe à incendie à double cylindre. Les figures 897 et 898 donnent les coupes longitudinale et transversale de l'enveloppe générale des deux pompes. Dans les cylindres à vapeur 1 se déplacent des pistons 2, réunis par l'attelage 3-4-5-24 et 22 à la tige du piston de la pompe correspondante, l'arbre coudé 6 faisant volant et actionnant en même temps la bielle 5, qui commande la distribution par tiroir 4 du cylindre à vapeur. Un volant unique 7 régularise le mouvement général. L'enveloppe générale 10 comprend deux

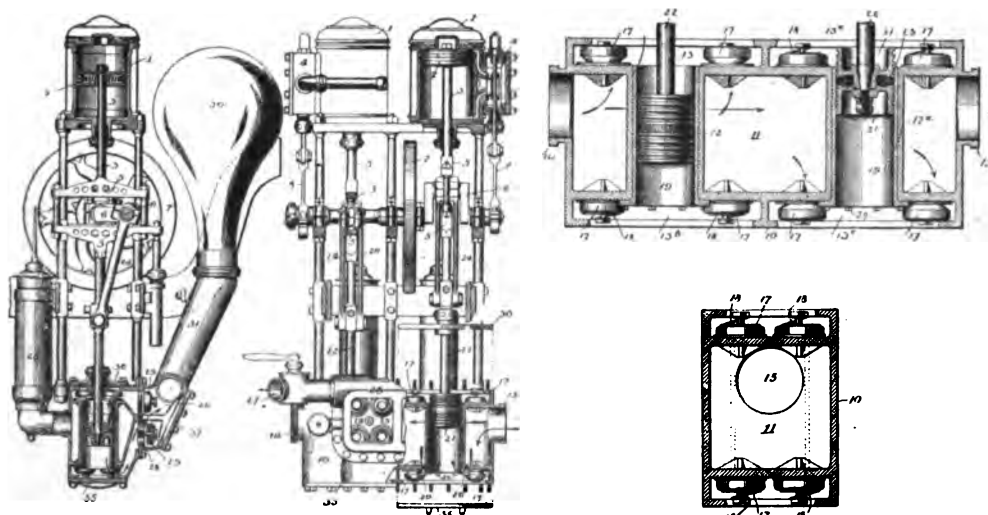


Fig. 895 à 898. — Pompe *Fox*.

chambres d'aspiration 12 et 12ª et une chambre commune d'aspiration et de refoulement 11 ; les flèches indiquent la marche du liquide. Il y a deux bouches d'aspiration 14 et 15, et, à angle droit de celles-ci, deux bouches de refoulement. Les valves, du type Wilcox, sont coniques (17) et maintenues par des ressorts en spirale 18. La chambre 25 communique avec le compartiment mixte 11, la chambre 30 est le réservoir d'air placé sur le refoulement constitué par la chambre 26 et le tuyau 31 ; ce réservoir d'air est très développé en vue d'assurer la régularité du mouvement de l'eau. Les soupapes 29, placées sur le refoulement, sont du type Ahrens.

Pompe Webber. — Cette machine est une pompe portative pouvant servir de pompe à incendie et construite par la *Lawrence Machine Shop*, de *Lawrence, Mass.*

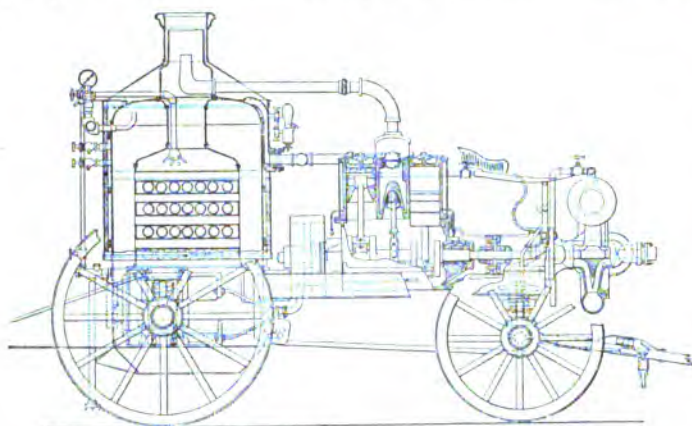


Fig. 899. — Pompe *Webber*.

La coupe (*fig.* 899) extraite de l'*Engineering* montre l'ensemble des dispositions.

La chaudière verticale, du type « Westinghouse », se compose essentiellement d'une boîte à feu centrale traversée par huit rangées de tubes inclinés. L'eau est aspirée et refoulée par une pompe centrifuge distincte du bâti général, facilement accessible, et mise directement en marche par la machine.

Des pompes Webber sont en service à Mexico, à Boston, etc.

Pompe Remington. — Nous allons donner, d'après le *Scientific American*,

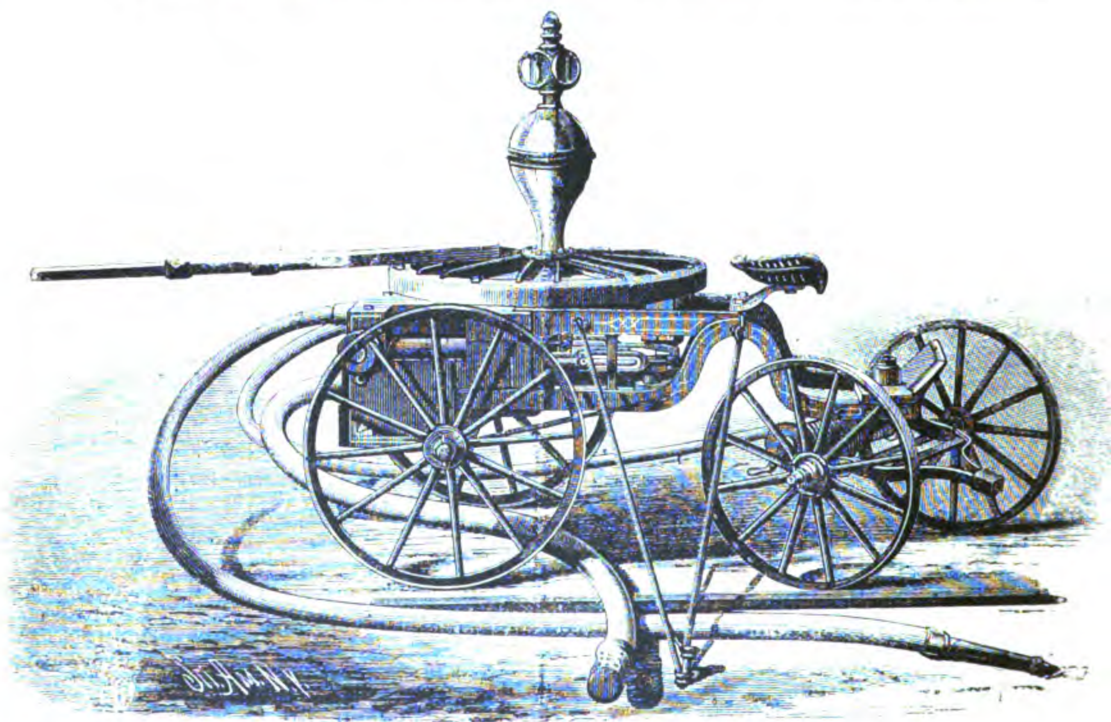


Fig. 900. — Pompe *Remington*.

quelques renseignements sur cette pompe, qui peut être actionnée ou à bras d'hommes

ou par des chevaux. Spécialement étudiée et construite pour les faubourgs des villes, les petites localités, les fermes et résidences particulières, elle peut servir ou bien à élever de l'eau dans des réservoirs ou mieux comme secours d'incendie. Elle est construite par la *Remington Agricultural Company*, de New-York.

La machine, représentée sur la figure 900, est tout en métal et pèse environ 1.400 kilogrammes; elle est mue par un manège, la roue conductrice étant placée à la partie supérieure de l'appareil et susceptible de recevoir huit leviers qui peuvent tous être employés, s'il s'agit d'utiliser des hommes, et dont un ou deux suffisent si on emploie des chevaux.

Il y a trois pompes à double effet, mues par des pignons qui engrènent avec la roue conductrice et conjuguées de façon à donner un afflux d'eau très régulier. Les corps de pompe ont $0^m,145$ de diamètre avec une course de $0^m,200$ et une capacité de près de 1 mètre cube par minute.

Les chevaux marchent au pas ordinaire du manège; le tirage est à peu près celui d'une charrue. Toutes les surfaces d'usure des pompes exposées à l'eau sont en cuivre poli, et la pompe peut toujours être mise en service; quand elle fonctionne, elle est fixée au sol, comme le montre la figure. Lorsqu'elle est mise en mouvement par deux chevaux allant à une allure facile à maintenir, elle lance horizontalement un jet de 2 centimètres de diamètre à 40 ou 50 mètres de distance. La pompe peut être, s'il est nécessaire, manœuvrée par des hommes dans une allée de 2 mètres de large, car un mouvement alternatif d'avant en arrière de 1 mètre environ d'amplitude peut remplacer le mouvement continu.

Pompes Merryweather. — Rappelons tout d'abord le type « l'Empereur » exposé en 1867 à l'Exposition universelle et muni de la chaudière système Field (*fig.* 901). On voit que les tubes h et les tubes h' intérieurs aux premiers sont disposés de telle sorte que l'eau, passant par le tube central, la vapeur remonte par l'espace annulaire.

La vapeur d'échappement pénètre dans une boîte f, formant masque au-dessous de la cheminée et coupant le tirage qui serait trop rapide à la partie centrale.

Aux essais, cette machine a lancé à 65 mètres de hauteur un jet sortant par un orifice de $0^m,045$ de diamètre, et à 58 mètres un jet sortant par un orifice de $0^m,051$.

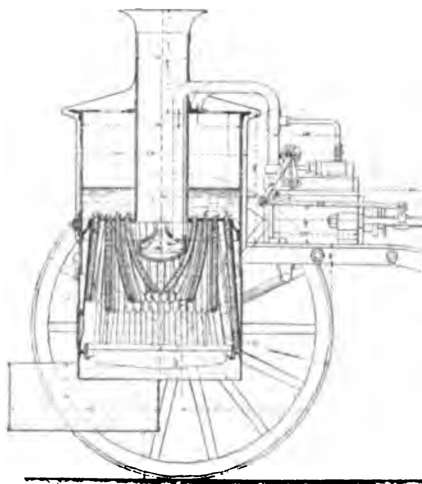


Fig. 901. — Pompe *Merryweather*.

Le type « Greenwich » est à double cylindre et double corps de pompe; les constructeurs ont cherché surtout à obtenir la puissance maxima avec le poids minimum et la rapide obtention de la vapeur sous pression. Les cylindres à vapeur sont au nombre de deux, les pistons à vapeur et à eau sont réunis directement sans intermédiaire d'arbre coudé; les tiroirs sont mus par un jeu de bielles auxiliaires reliées à la tige des pistons.

Les deux corps de pompe, placés côte à côte, sont fondus d'une seule pièce et soigneusement ajustés ; la surface totale des valves est grande, grâce à quoi, quelle que soit la vitesse de la machine, les corps de pompe sont toujours remplis à chaque coup et les à-coups évités; des réservoirs d'air sont installés sur l'aspiration comme sur le refoulement.

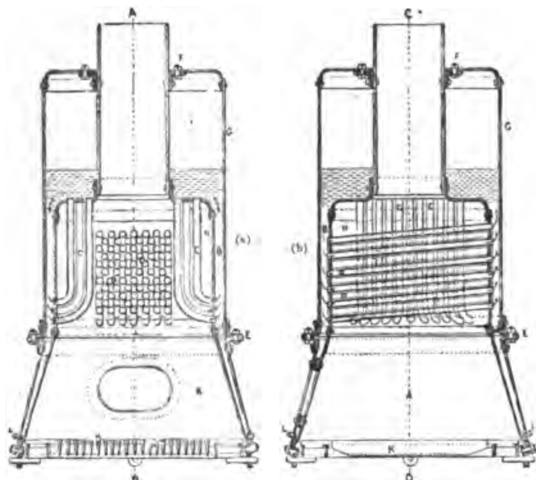


Fig. 902 et 903. — Pompe *Merryweather*.

La chaudière commune est représentée par les figures 902 et 903; la vapeur y est produite en trois minutes et atteint en six à huit minutes une pression de $7^{kg},5$. Cette chaudière comporte des tubes inclinés D, ouverts à leurs extrémités dans la chambre à eau B, et, de plus, des tubes incurvés C, mettant en communication la partie supérieure de la chaudière I avec la chambre C. On réalise ainsi une circulation complète; un large espace est ménagé au-dessus de la grille K pour la libre combustion et les gaz achèvent de se brûler dans la chambre H, de sorte que l'utilisation de la chaleur est avantageuse. Les impuretés et crasses de l'eau évaporée se réunissent à la partie inférieure de la chambre à eau et sont évacuées par les vidanges L, pendant que les joints E et F permettent la facile visite de l'intérieur de la chaudière.

La *Gazette de Montréal* (juillet 1886) donne quelques renseignements sur les essais auxquels une machine « Greenwich » a été soumise : c'était une machine à grande vitesse, à double cylindre, pesant 1.700 kilogrammes, coûtant 3.900 dollars et devant lancer à 52 mètres de hauteur 147 tonnes d'eau à l'heure.

Voici les résultats obtenus :

Au bout de $5^{min}46^{sec}$, la pression était de $0^{kg},700$.
— 9^{min} — 5 ,6 et la machine mise en marche.
— $9^{min}30^{sec}$ — 6 ,3 et l'eau lancée à plein jet par la pompe.

Enfin, au bout de 30 minutes, le régime était établi avec pression de $9^{kg},10$.

Le débit était de 160 tonnes à l'heure.

Avec un orifice de 32 millimètres de diamètre, on atteignait 58 mètres de hauteur; avec un orifice de 22 millimètres et une longueur de tuyau de 61 mètres, on atteignait 33 mètres.

La figure 904 représente une pompe en service à Manchester; cette machine pèse 2.180 kilogrammes; elle est mise en marche en $8^{min}20^{sec}$ à 7 kilogrammes par centimètre carré de pression.

La figure 905 [représente une pompe fixe du même type pouvant servir soit comme pompe ordinaire, soit comme pompe à incendie.

Enfin, le dernier système Merryweather, breveté en Angleterre en 1896, est

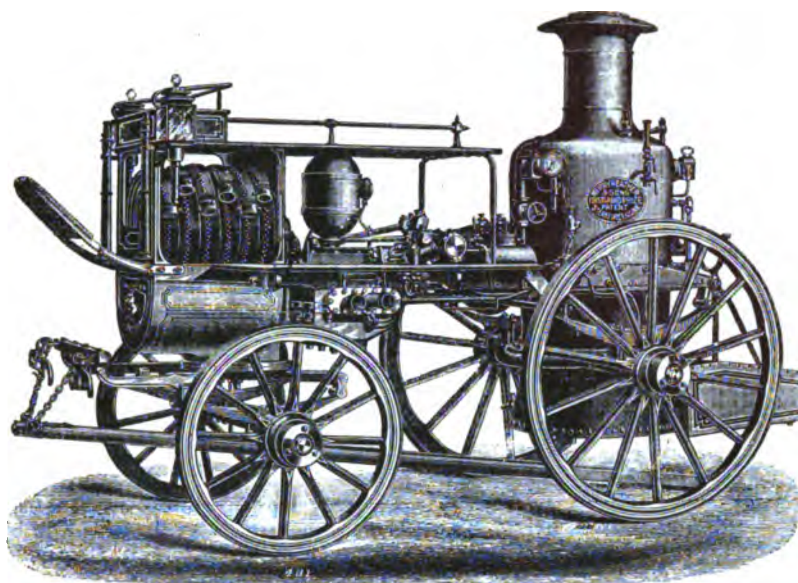


Fig. 904.

représenté par les figures 906 à 909. Il est à pompes à action directe verticales du

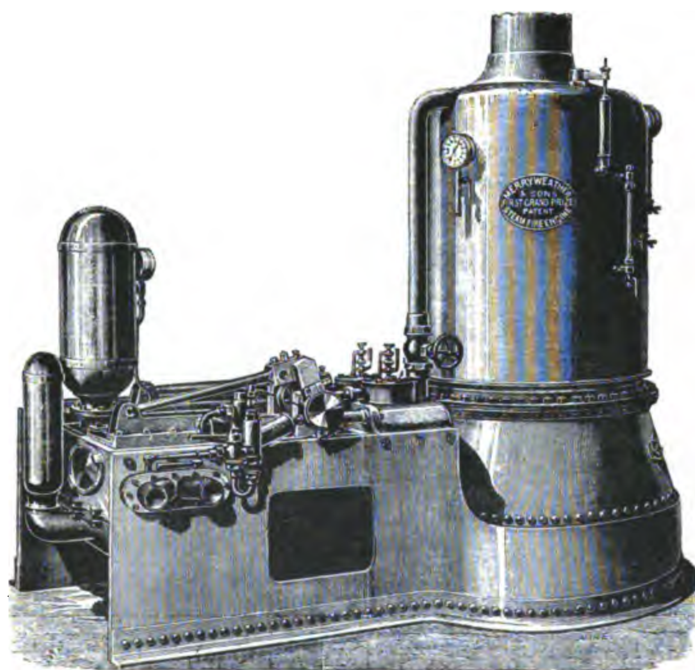


Fig. 905. — Pompe fixe *Merryweather*.

type Greenwich ; les deux cylindres à vapeur G, G′ sont adossés à la partie supérieure

de la chaudière, ce qui supprime la conduite d'amenée de vapeur. Les pistons des pompes sont toujours attelés directement sur les tiges des pistons à vapeur. Les boîtes à clapets sont placées entre les deux corps de pompe ; celles de refoulement

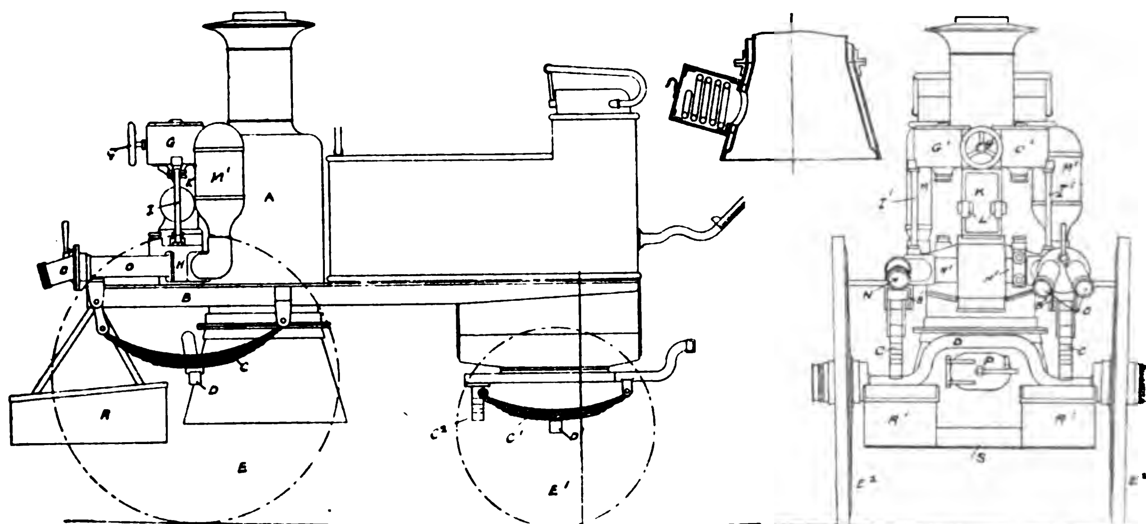


Fig. 906, 907 et 908.

occupent la partie moyenne, et celles d'aspiration sont situées l'une à la partie supérieure, et l'autre à la partie inférieure. Les clapets sont constitués par des rondelles de caoutchouc à armatures fixes.

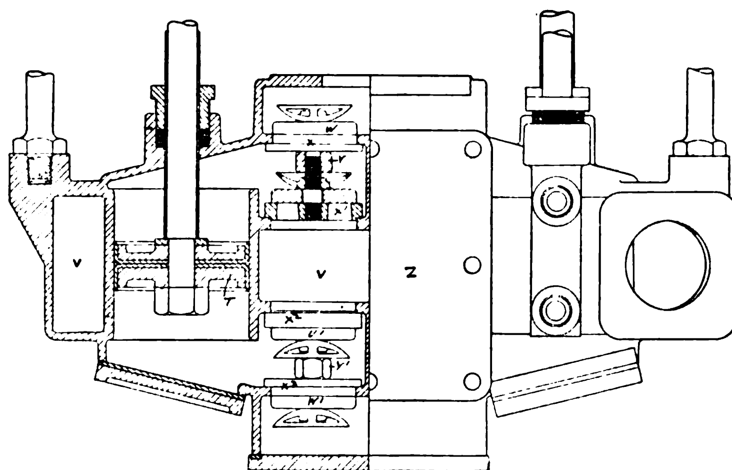


Fig. 909.

Un réservoir d'air M' est disposé verticalement sur la conduite de refoulement, qui est elle-même munie de plusieurs ajutages permettant en cas de besoin de lancer l'eau en plusieurs jets.

Une plaque S est suspendue à l'arrière et en face de la porte du foyer; le chauf-

feur se tient sur cette plaque pour conduire le feu et se mettre en pression en se rendant sur les lieux du sinistre.

La figure 908 montre un dispositif adopté à l'embouchure du foyer et permettant de chauffer l'eau d'alimentation.

Pompes Shand, Mason et Cie. — Ce sont encore des types à action directe, bien que certains modèles soient munis de volants; les cylindres, après avoir été longtemps horizontaux, sont, pour le type le plus récent, verticaux.

Rappelons quelques-unes des anciennes dispositions avant de décrire le système breveté « vertical double » actuellement construit.

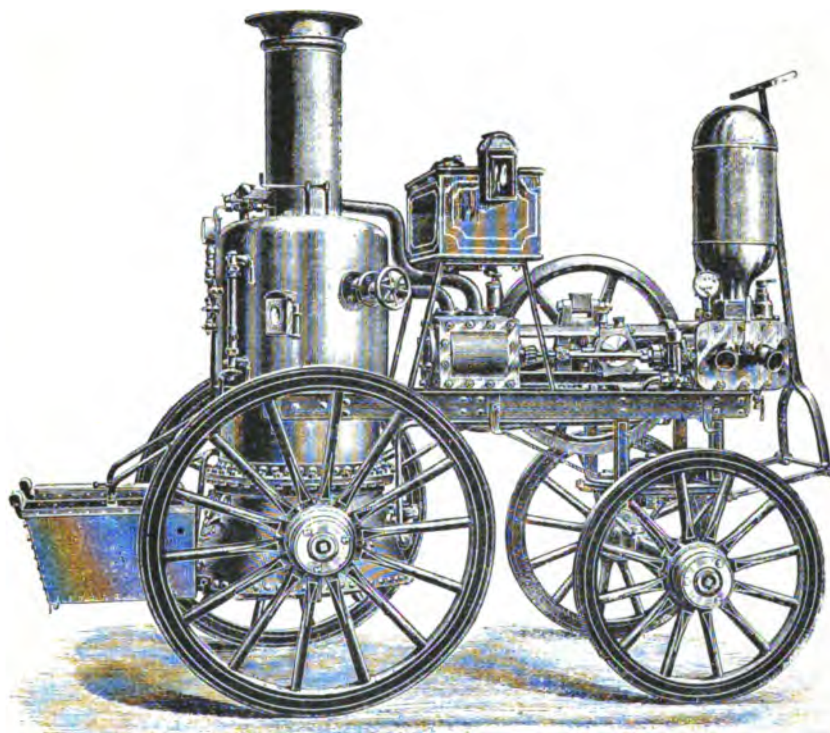


Fig. 910. — Pompe *Shand et Mason.*

La figure 910 donne, d'après l'*Engineer* de février 1887, l'aspect d'une pompe pouvant servir à la fois de secours d'incendie et de pompe d'irrigation. C'est une machine légère, à deux cylindres et deux corps de pompe horizontaux. La chaudière est du type Shand et Mason (je la décrirai tout à l'heure). Les tiges des pistons sont réunies par une traverse; un arbre coudé actionne la distribution; il y a une pompe alimentaire et aussi un volant. La machine en question peut aspirer son eau à 7 ou 8 mètres et la distribuer à plus de 1 kilomètre de distance. On en a livré surtout dans l'Inde, en Australie et au Japon.

Les figures 913 et 914 donnent, d'après l'*Engineer* de septembre 1883, la vue d'une machine fixe qui fut construite pour pouvoir soit actionner une dynamo, soit servir

comme pompe à incendie. Les figures montrent les dispositions principales, le mode d'attelage de la tige du piston de la pompe, et un régulateur du type Hartnell, à ressort, placé dans le volant. Cette pompe fonctionne bien et, par exemple, on a constaté que la variation extrême de vitesse, où une machine marchait à 250 tours par minute, n'a été que de 12 tours, bien qu'on ait fait varier la détente de $\frac{1}{25}$ à $\frac{5}{8}$ de la course.

L'*Engineer* de mai 1871 donne les résultats d'un concours qui eut lieu à Preston entre les pompes Merryweather et Shand et Mason. En voici les principaux résultats :

		POMPE MERRYWEATHER	POMPE SHAND ET MASON
Poids des machines		2.285 kilog.	2.105 kilog.
Temps nécessaire pour, en partant d'eau froide, monter à la pression de mise en marche.		$9^{min}24^{sec}$	$6^{min}35^{sec}$
Aspiration	hauteur d'aspiration	$4^{m},65$	$4^{m},65$
	longueur du tuyau	15 mètres	15 mètres
Temps nécessaire pour remplir une citerne au moyen de chacune des pompes munies d'un tuyau de refoulement de 170 mètres et d'une lance ayant un orifice de 37 millimètres de diamètre.		$33^{min}30^{sec}$	26^{min}
Hauteur verticale maxima du jet		40 mètres	30 mètres

Le type actuel « vertical double » comporte d'abord la chaudière à tubes inclinés depuis longtemps brevetée par la maison Shand et Mason ; elle est représentée ci-contre (*fig.* 911 et 912); on voit qu'elle est constituée par deux régimes de tubes inclinés disposés à angle droit et débouchant par leurs deux extrémités libres dans la chambre à eau inférieure. La production de la vapeur est rapide ; voici les résultats obtenus, en partant d'une alimentation d'eau froide :

Au bout de	$2^{min}35^{sec}$,	on a une pression de	$0^{kg},350$
—	3^{min}	—	0 ,700
—	$3^{min}40^{sec}$	—	1 ,400
—	$4^{min}50^{sec}$	—	4 ,200
—	$5^{min}5^{sec}$	—	7 kilogrammes.

La chaudière construite en deux parties boulonnées est facile à visiter ; elle est essayée à la pression de 17 kilogrammes, mais la pression maxima de travail normal ne dépasse pas $8^{kg},5$; et les soupapes de sûreté sont réglées en vue de ce maximum. L'alimentation est assurée par une pompe alimentaire spéciale et aussi par un injecteur.

La machine proprement dite (*fig.* 918) comporte deux cylindres à vapeur verticaux venus de fonte avec les corps de pompe situés exactement au-dessous d'eux ; les deux pistons moteurs actionnent les pistons des pompes par l'intermédiaire de bielles calées à angle droit, ce qui permet le démarrage dans n'importe quelle position.

Donnons maintenant quelques exemples de machines fixes du même constructeur.

Les figures 915, 916 et 917 sont relatives aux pompes à incendie installées à Osborne House. Deux chaudières alimentent de vapeur trois cylindres disposés côte à côte : une seule chaudière suffirait à faire le service, même dans la marche à grande vitesse. Les pistons des cylindres à vapeur actionnent les pompes, qui sont à plongeur et à double effet ; les trois pistons agissent sur des bielles calées à 120°, ce qui donne un pompage régulier ; la distribution de chaque cylindre est à tiroir et mise en œuvre par un système de leviers en rapport avec la tige du piston du cylindre adjacent ; enfin, on peut isoler chaque cylindre et sa pompe et les faire fonctionner isolément.

Voici les résultats obtenus tels qu'ils résultent d'une lettre de M. J.-K. Mann, inspecteur des travaux de Sa Majesté à Osborne.

La machine avait une force nominale de 130 chevaux. L'aspiration se faisait par un tuyau de 248 mètres de long ayant un diamètre de $0^{m},25$ pendant 168 mètres et de $0^{m},20$ seulement pour le reste de la longueur. Les conduites de refoulement, qui aboutissent aux 22 bouches d'incendie installées autour du palais, ont environ 600 mètres de long, et leurs diamètres varient de $0^{m},174$ à $0^{m},075$.

La machine et les pompes absorbaient 33 0/0 du travail produit ; sur le reste, environ 14 0/0 étaient absorbés par les frottements dans les bouches, tuyaux, lances, etc., de sorte que le jet lancé représentait un travail réel égal à 57 0/0 de la puissance nominale. Enfin le débit par minute atteignait 4 mètres cubes à une hauteur de 38 mètres. La mise en route avait duré douze minutes environ, sans qu'on cherchât d'ailleurs à obtenir une très grande rapidité.

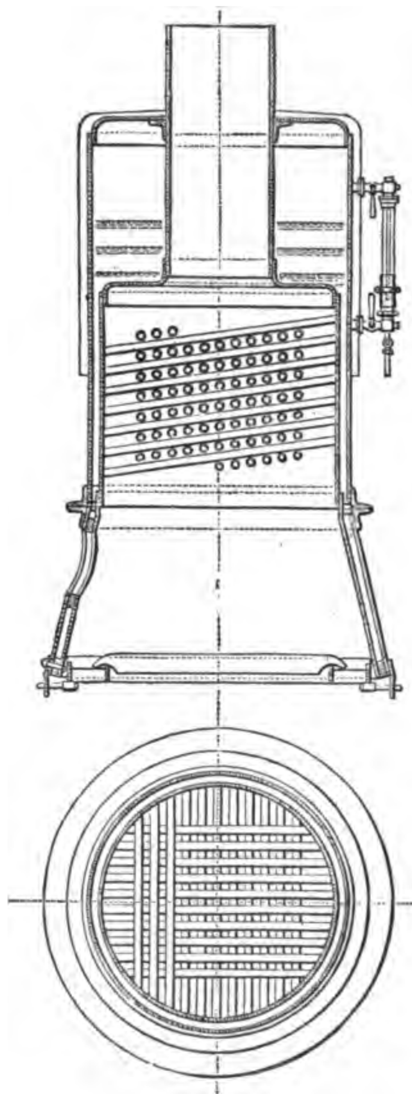


Fig. 911 et 912.
Chaudière *Shand* et *Mason*.

La figure 919 montre une pompe fixe installée au moulin de la « Newcastle cooperative wholesale Society », à Dunston-on-Tyne ; c'est une pompe à deux cylindres à vapeur correspondant chacun à un corps de pompe à piston plongeur ; la distribution se fait par tiroirs ordinaires ; il y a deux volants.

La pression de la vapeur est normalement de 7 kilogrammes ; mais la machine peut fonctionner avec la faible pression de $1^{kg},5$ à 2 kilogrammes. Sa conduite d'aspiration a 76 mètres ; la hauteur d'aspiration est de $7^{m},60$; la pompe peut fournir

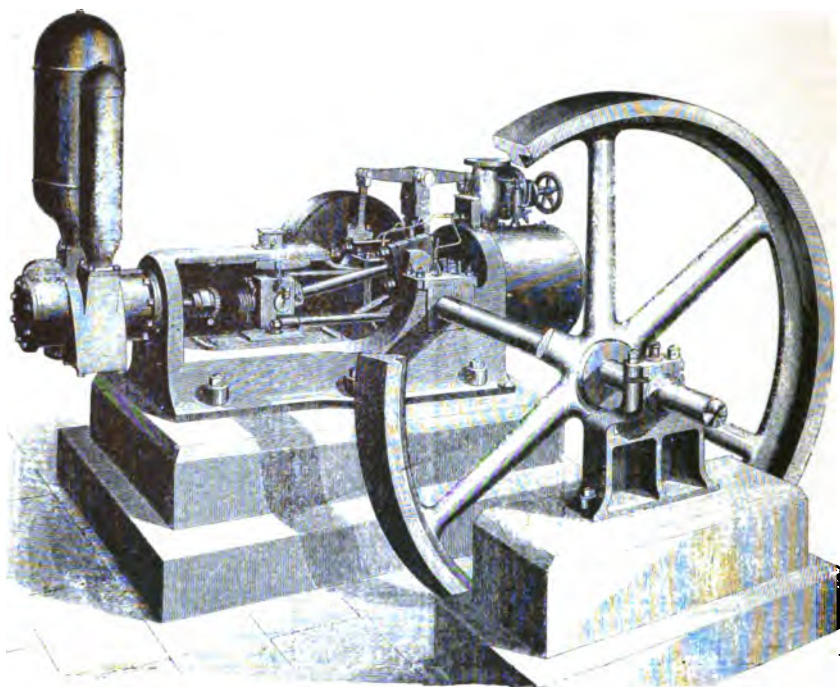


Fig. 913.

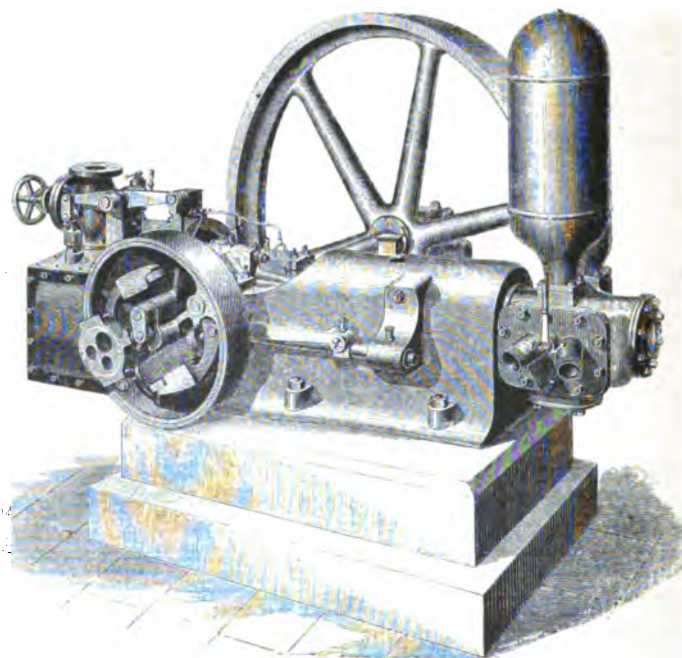


Fig. 914. — Pompe *Shand et Mason*.

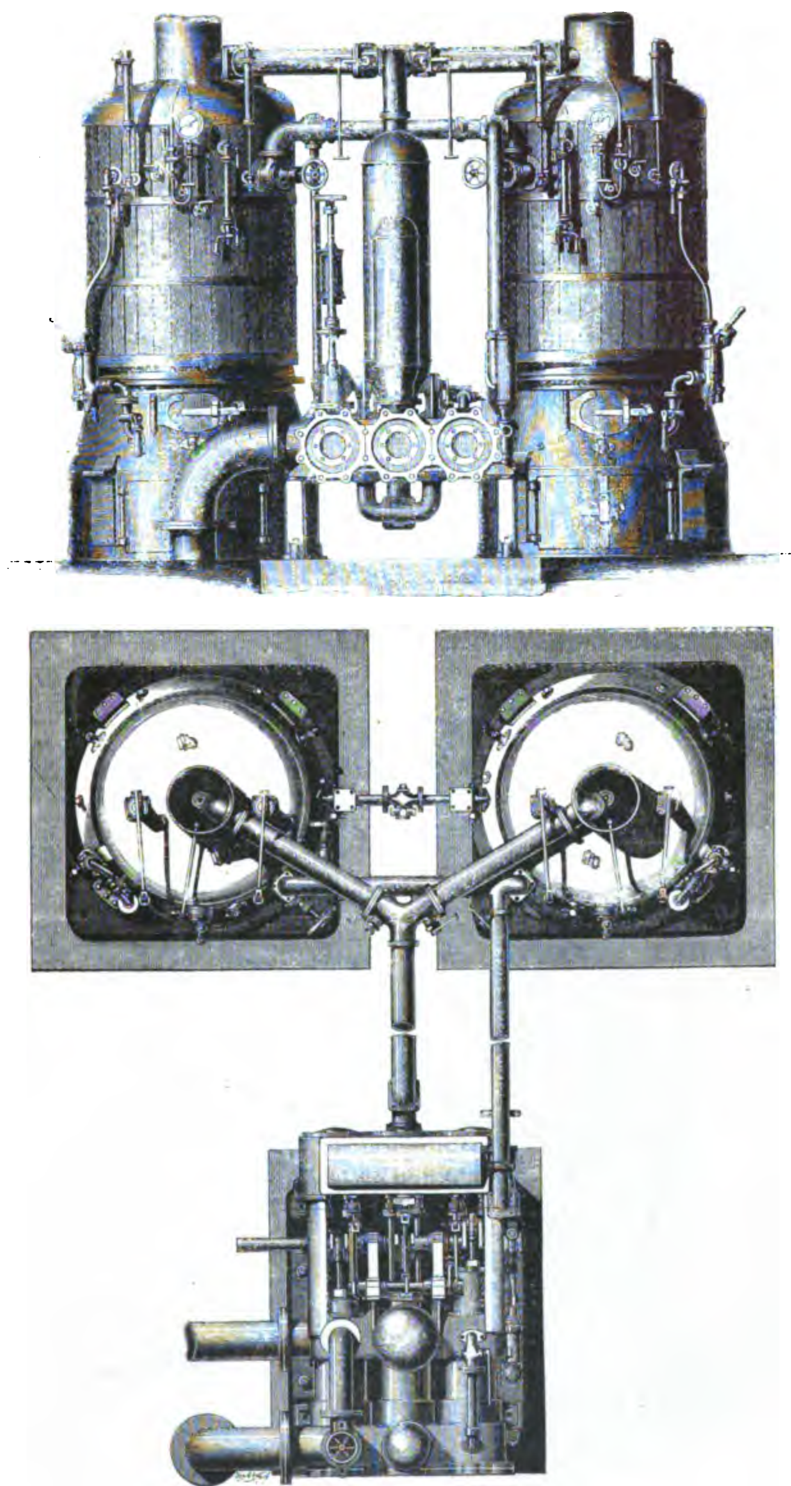


FIG. 915 et 916. — *Shand et Mason* d'Osborne House. — Élévation et plan.

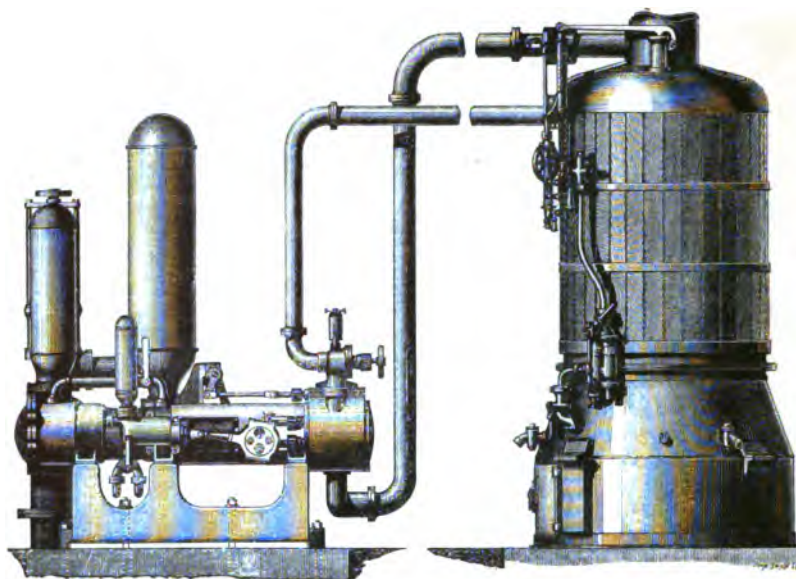


FIG. 917. — Pompe fixe *Shand et Mason* d'Osborne. — Vue de côté.

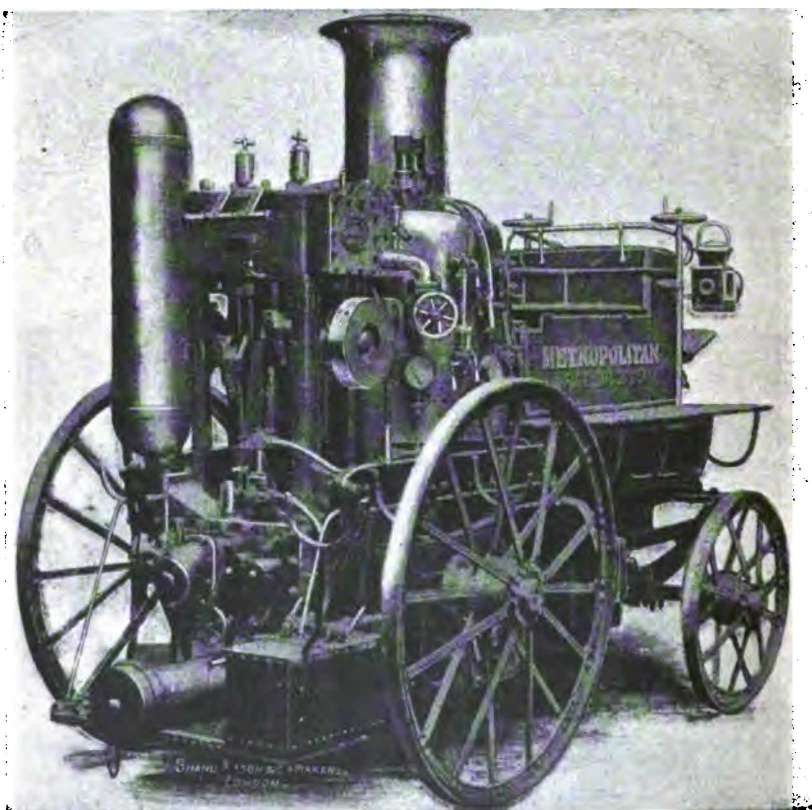


FIG. 918. — Pompe *Shand et Mason* type Metropolitan

6 mètres cubes d'eau par minute et envoyer à 74 mètres de hauteur un jet de 53 millimètres.

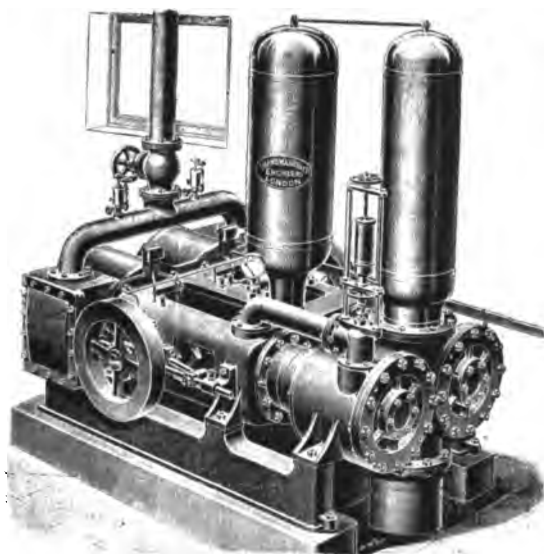


Fig. 919. — Pompe *Shand et Mason* de Dunston.

Pompe à incendie à vapeur Tarr. — La pompe Tarr a été étudiée dans le but de diminuer son poids et de la munir d'un système de suspension assez élastique pour

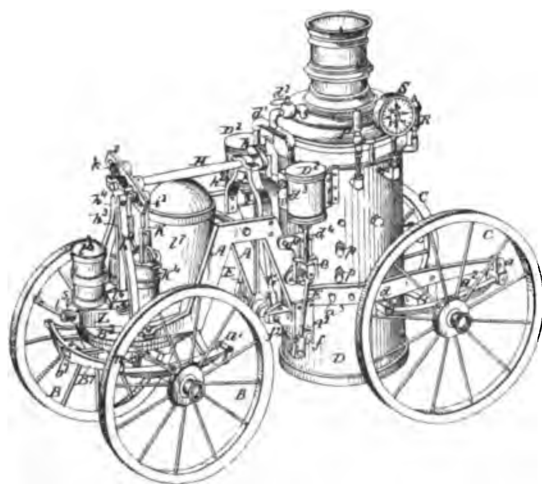


Fig. 920.

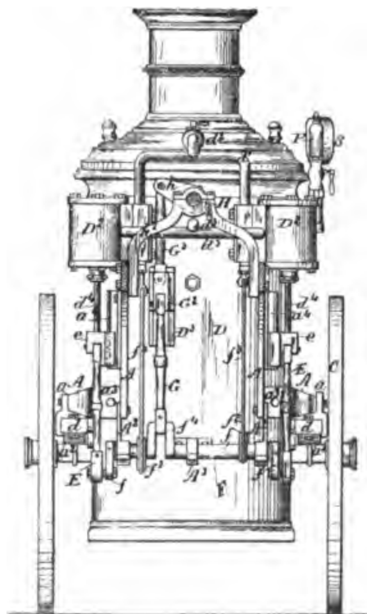


Fig. 921.

éviter les chocs nuisibles pendant son déplacement et capable de devenir rigide lorsque la pompe fonctionne.

La chaudière est toujours verticale (*fig.* 920 à 928) et portée par l'arrière-train elle est liée au bâti par des boulons a_3, et ce bâti est constitué par des longerons A ;

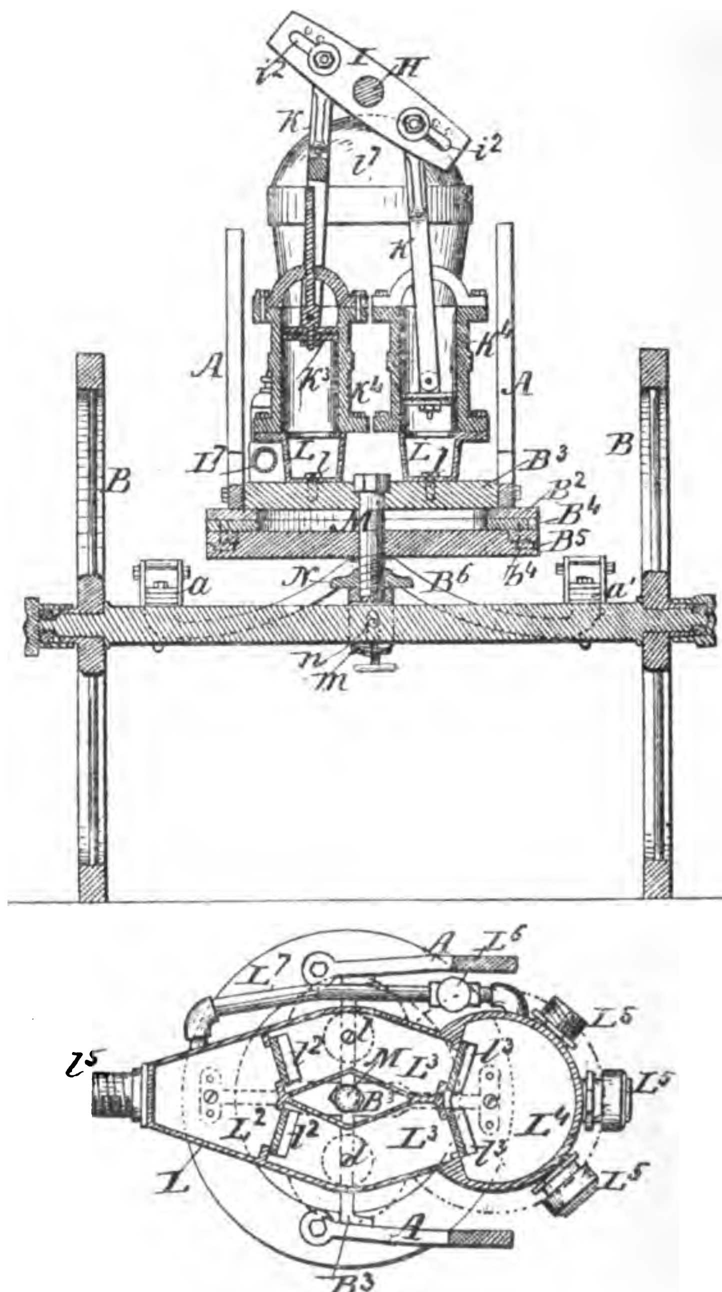


FIG. 922 et 923.

Les deux cylindres à vapeur D_2, D_2 (*fig.* 921) sont disposés verticalement et attachés à la partie supérieure de la chaudière. La vapeur est amenée aux distributeurs par un conduit sur lequel est placé le robinet d_2 et qui se sépare ensuite en deux

branches. L'échappement se fait dans la cheminée au moyen du tuyau d_3. L'arbre moteur se trouve à la partie inférieure; il est terminé à chaque extrémité par un plateau-manivelle sur le manchon duquel agit la bielle motrice. Une bielle G articulée, d'une part, au coude f_4 de l'arbre F et, de l'autre, à la tige G_3 par la crosse G_2, actionne une manivelle calée à une extrémité de l'arbre H. Cet arbre H est soutenu par deux paliers rattachés au bâti par les supports h_2 et h_3, et il porte à son autre extrémité un levier double I, qui commande les pistons K_3 des pompes K_4 par les bielles k. Deux rainures i_2 pratiquées dans ce levier I permettent de fixer les têtes de bielle à une plus ou moins grande distance du centre et de modifier ainsi la course des plongeurs ; des trous i_3 pratiqués à égale distance de ce centre servent de repère aux ergots k_3 fixés sur les axes (*fig.* 924 et 925) des bielles et facilitent les déplacements.

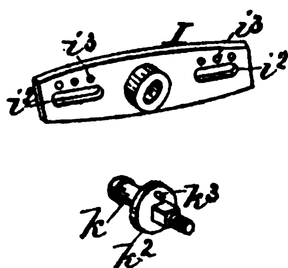


Fig. 924 et 925.

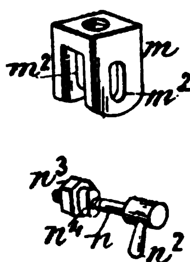


Fig. 926 et 927.



Fig. 928.

La coupe (*fig.* 923) montre la disposition des boîtes à clapets : l_5 est la conduite, et l_2, l_2 les clapets d'aspiration, tandis que l_3, l_3 sont ceux de refoulement. La boîte L_4 sur laquelle se trouve le réservoir d'air l_7, est munie de trois amorces de tubulures sur lesquelles on peut visser des boyaux. Un conduit L_7 permet de faire communiquer l'aspiration avec le refoulement; il est fermé en marche normale par le robinet L_6.

L'ensemble de la pompe est porté par une plaque annulaire B_2 (*fig.* 920), qui peut tourner sur une autre de forme identique B_4 fixée, elle, rigidement sur un plateau B_5. Ce plateau repose sur des ressorts à la façon ordinaire. La rotation de l'avant-train s'opère autour de l'axe M qui est vissé dans une chape m embrassant l'essieu (*fig.* 926). Une goupille n les traverse, mais ne les lie pas rigidement, attendu que la chape porte des rainures qui, en permettant un mouvement vertical, laissent les ressorts agir pour supprimer les chocs pendant le roulement. A l'arrêt, la rigidité est obtenue au moyen de la vis n' qui permet de serrer à bloc la chape sur l'essieu.

On obvie ainsi au mouvement d'avancement ou de recul que peut prendre la pompe sous l'effet de la marche du moteur, malgré le calage des roues, en tournant l'avant dans le sens de la longueur.

Pompe à incendie Dowson-Taylor à mise en marche automatique. — Cette pompe à incendie est une pompe à action directe Worthington duplex, qui est toujours amorcée et qui a son refoulement plein d'eau sous pression. Ce refoulement dessert une canalisation sur laquelle sont branchés des extincteurs consistant en des ampoules de verre qu'il suffit de briser lorsque l'incendie se déclare. Le mécanisme consiste à

mettre la pompe en route automatiquement aussitôt après la rupture d'un extincteur.

Pour cela, la soupape d'admission de vapeur est équilibrée par un ressort dont la force est supérieure à la pression de la vapeur ; la vapeur tend naturellement à fermer la soupape; mais l'excès de force du ressort est largement suffisant pour l'ouvrir. Cet excès de la force du ressort est contre-balancé en temps normal par la pression de l'eau contenue dans le refoulement de la pompe, et qu'on fait arriver au moyen d'un tube de cuivre sur un piston convenablement disposé.

Voici alors ce qui se produit sitôt qu'on brise un extincteur : l'eau jaillit, et la pression baisse au refoulement; l'action du ressort se fait de suite sentir, et celui-ci provoque l'admission, qui dure tant qu'on n'a pas remplacé l'extincteur ou fermé le refoulement.

Comme l'appareil exige la présence permanente de la vapeur sur la valve et qu'il s'y produit forcément des condensations, on a aussi muni l'appareil de purgeurs automatiques. Le réservoir d'air est muni d'un manomètre qui permet de constater la diminution de pression qui se produit à la longue. En effet, la dissolution de l'air dans l'eau amenant une diminution de pression, la pompe pourrait se mettre en marche sans qu'il y ait d'accidents ; il est vrai que, marchant à refoulement fermé, elle s'arrêterait automatiquement.

Il est évident que cet appareil est d'une utilité incontestable; mais il n'est pratique que dans les locaux possédant des chaudières à vapeur. Le refoulement est muni d'amorces sur lesquelles on peut fixer d'autres tuyaux flexibles, et, si le sinistre prend des proportions plus grandes, on peut ainsi le combattre plus facilement. Il est de bonne précaution de placer la pompe à quelque distance des bâtiments à préserver. Je n'ai pu me procurer de dessin de cet intéressant dispositif.

Pompe à incendie Ludwigsberg. — Ces pompes sont construites dans les ateliers Ludwigsberg, à Stockholm ; les chaudières sont du type breveté Grannell, la mise en pression (à 7 atmosphères) avec de l'eau froide s'obtient en dix à douze minutes. Le débit varie suivant les dimensions : une des pompes exposées en 1900 donne 1.000 litres à la minute, tandis que l'autre n'en donne que 500. La hauteur de refoulement est naturellement variable; elle peut d'ailleurs être modifiée par un dispositif placé à l'extrémité de la lance permettant de faire varier la section de passage de l'eau. Lorsqu'on ferme le refoulement, la pompe continue à fonctionner, elle comprime l'eau et débraye automatiquement le retour de l'eau ; de cette manière, lorsqu'on ouvre le refoulement, l'eau, toujours sous pression, repart immédiatement.

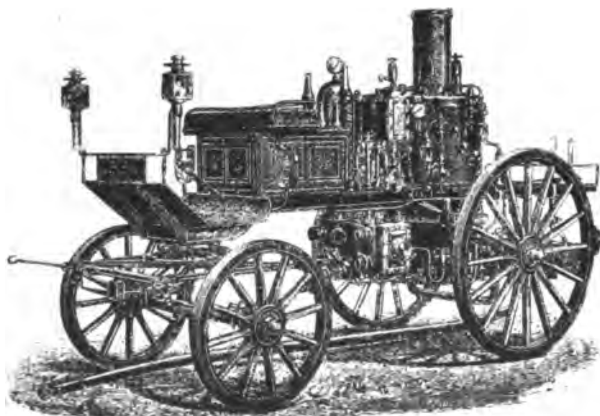


Fig. 929.

Le tube de niveau de la chaudière est à fermeture automatique ; on évite ainsi les accidents qui pourraient survenir de la rupture du tube.

Dans le but de faciliter, la nuit, la lecture de la pression de la chaudière, les deux manomètres portent à l'intérieur une petite lampe qui éclaire le cadran, gradué par transparence.

Les pompes verticales sont au nombre de deux, commandées par des machines à vapeur complètes dont les manivelles sont calées à 90° et les coudes équilibrés. La distribution s'opère par excentriques.

Le refoulement est muni d'un réservoir d'air en cuivre rouge ; il porte aussi plusieurs amorces de tuyaux sur lesquelles on peut en fixer plusieurs lorsqu'on veut atteindre en même temps des points différents.

Enfin, citons l'adjonction à l'arrière, à proximité de tous les organes de la chaudière, d'une plate-forme et d'un banc à l'usage du chauffeur, pendant le trajet du dépôt au lieu du sinistre.

Voici quelques chiffres relatifs aux deux pompes exposées :

Débit en litres par minute	1.000	500
Longueur du jet produit	50 à 55^{m}	35 à 40
Encombrement (sans les timons) en surface	$3^{m},8 \times 1^{m},6$	$3^{m},4 \times 1^{m},5$
— en hauteur	$2^{m},2$	$2^{m},0$
Poids	1.600^{kg}	1.050^{kg}

Une de ces pompes, vendue à Ixelles (Belgique), fut essayée, le 2 juillet 1898, en présence de M. J. du Bosch, ingénieur expert de la ville. Elle devait débiter 1.000 à 1.200 litres par minute, et le jet, dont le diamètre à la sortie était de 25 millimètres, devait atteindre 40 à 50 mètres.

Le combustible employé pour l'allumage était du bois de sapin mélangé de charbon en menus morceaux. La durée de la mise en pression à 6 atmosphères fut de huit minutes, la pression fut rapidement portée et maintenue à 8 atmosphères et la hauteur du jet obtenu fut, malgré le vent, de 45 à 48 mètres, le débit se maintenant de 1.000 à 1.200 litres par minute, suivant les conventions. La figure 929 donne la vue d'ensemble d'une pompe Ludwigsberg.

C. — POMPES A INCENDIE ÉLECTRIQUES

Malgré ses avantages, la pompe à incendie électrique n'a pas encore pris toute l'extension qu'on aurait pu la supposer capable de prendre. S'il est en effet bien évident qu'avec la pompe électrique on n'a pas à attendre, comme avec la pompe à vapeur, la mise en pression, on a par contre à chercher l'endroit convenable pour faire la prise de courant, qui, malgré sa simplicité, demande quelques instants. Si l'on se reporte à l'*American Machinist* d'août 1894, qui donne le résultat d'une expérience dans laquelle, 1^{min} 11^{sec} après l'arrivée de la pompe sur les lieux du sinistre, on avait déjà à la chaudière une pression de 7 kilogrammes, on voit que, sous ce rapport, la différence de temps avant la mise en marche de l'un ou l'autre système est faible, et pourrait même se trouver au désavantage de la pompe électrique.

On répondra à cela qu'avec des accumulateurs il n'y a pas du tout à attendre, et

que le seul temps dépensé est employé au raccordement des tuyaux à une bouche d'eau. Mais quel sera le poids d'une pompe électrique à accumulateurs devant développer 80 à 100 chevaux ?

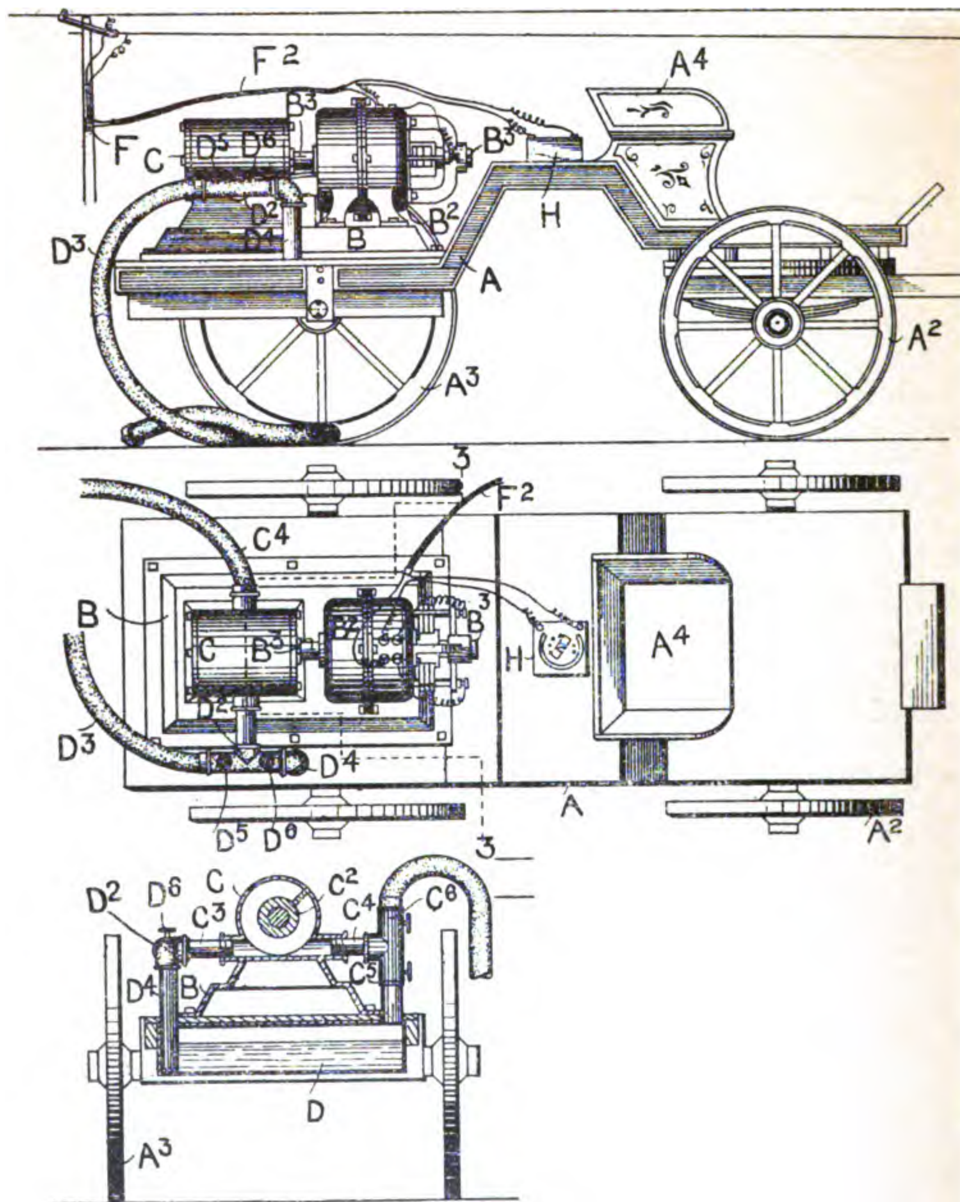


Fig. 930, 931 et 932.

Si l'on ajoute à cela les chances fréquentes encore de rupture de circuit, la difficulté de la conduite, la nécessité de l'installation d'une station productrice et de connection avec des postes de recharge, on voit que la pompe à incendie électrique, sans être à rejeter, doit attendre que la science, dans un avenir peut-être très pro-

chain, nous ait donné un système de transport de force plus pratique encore que ceux déjà existants.

Pompe à incendie électrique Dymond. — Cette pompe a fait l'objet d'un brevet anglais en 1897. Le moteur à vapeur est remplacé par un moteur électrique, qui permet en outre de rendre la pompe automobile.

Les figures 930 à 932 représentent la pompe telle qu'elle fut d'abord construite avant de recevoir des accumulateurs lui fournissant l'énergie nécessaire à son transport et à son utilisation.

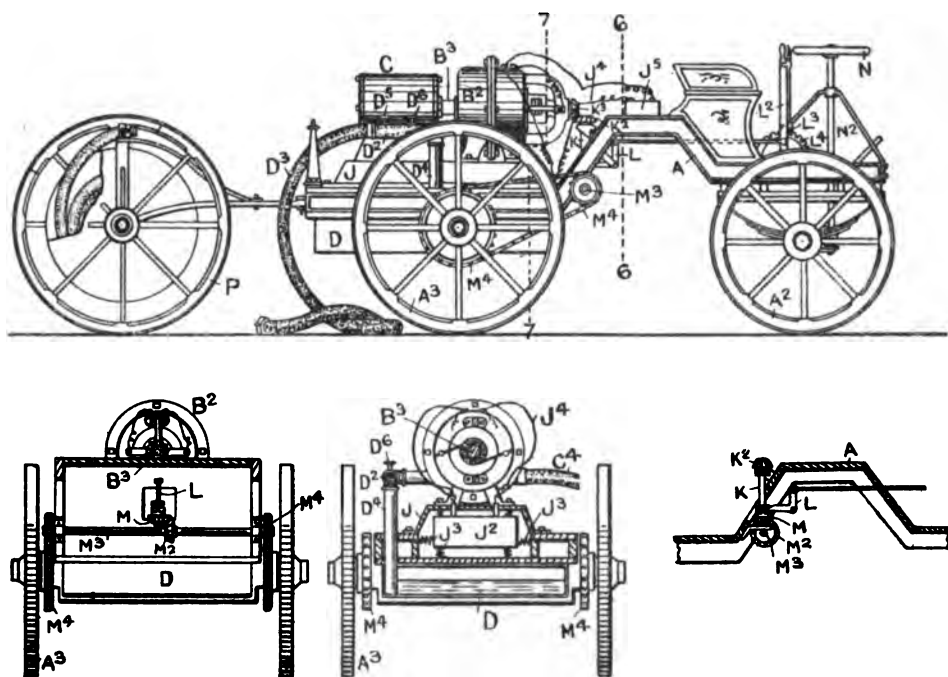


Fig. 933, 934, 935 et 936.

Le moteur électrique B est disposé en long sur le bâti A, et son arbre B^3 est en même temps celui d'une pompe centrifuge très simple C. Les tuyaux d'aspiration C^3 et de refoulement C^4 sont placés à la partie basse du corps de pompe. Sur ces conduits sont vissés des raccords en fonte en forme de T ; celui qui est vissé sur l'aspiration C^3 permet par D^3 d'aspirer l'eau à l'extérieur, ou par D^4 dans le réservoir D situé sous la pompe et le moteur, tandis que celui qui continue le refoulement peut, par C^5, emplir le réservoir D ou lancer l'eau sur le foyer d'incendie par C^6. Des soupapes sont disposées pour ouvrir ou fermer ces conduites, qui permettent : 1° d'aspirer d'une source extérieure et de refouler directement ou d'emplir le réservoir ; 2° d'aspirer dans le réservoir pour refouler directement ; 3° en attachant un tuyau flexible à la place de D^1 sur D^2, d'envoyer au besoin l'eau aspirée par D^3 à l'extérieur sans la faire passer par C^4.

Cette pompe ne peut servir que dans les villes ou usines possédant des lignes pour l'éclairage ou le transport de force, sur lesquelles on fait la prise de courant F. Un

rhéostat H en série sur le circuit et placé derrière le siège du conducteur permet de régler l'intensité du courant employé.

Afin de pouvoir utiliser la pompe dans un endroit quelconque, l'inventeur l'a munie d'accumulateurs qu'il place dans le châssis J au-dessus du réservoir d'eau D. Des ressorts J^3 suspendent les bacs de tous côtés de façon à éviter les cahots qui pourraient amener des contacts entre les lames. Le dispositif qui rend la pompe automobile est celui-ci :

L'arbre B^3 de la dynamo porte à son extrémité un pignon d'angle K^3 qui engrène avec celui K^4 d'un arbre vertical K, lequel transmet son mouvement de la même façon à l'arbre M^3. Une chaîne M^4 transmet ensuite la rotation à une roue dentée calée sur l'essieu moteur. Afin de pouvoir arrêter sans interrompre brusquement le courant, l'arbre vertical porte un embrayage à dents M (*fig.* 936) commandé par un levier à sonnette L relié au levier de mise en train L^2 par une biellette. Un encliquetage très simple permet d'immobiliser L^2. Lorsque la pompe est au repos ou en marche, le volant N, claveté sur l'arbre N^2 sert à diriger l'avant-train.

D. — POMPE A INCENDIE A PÉTROLE

Pompe à incendie automobile Porteu-Cambier. — Avec les progrès de l'automobilisme, devait apparaître la pompe à incendie automobile : le problème, quoique compliqué, était fort séduisant, et la solution qui a été donnée par M. Cambier est digne d'attention. Les figures 937 à 939, que j'emprunte à *la Nature* d'avril 1897, permettent de se rendre compte bien exactement de la disposition adoptée.



FIG. 937. — Pompe automobile *Cambier*.

Le moteur à pétrole à quatre cylindres C, opposés deux à deux, est placé à l'arrière du véhicule; il actionne l'arbre moteur A, aux deux extrémités duquel on voit des volants V. Cet arbre donne le mouvement, par l'intermédiaire d'un train d'engrenages *ff'*, à l'arbre A', qui joue dans l'appareil un rôle prépondérant.

En effet, cet arbre A' commande à volonté les organes assurant le déplacement du véhicule ou la pompe elle-même. Les organes de traction sont les tambours M, O, N actionnant par courroies croisées les poulies *bb'*, *dd'* et *e*, calées sur l'arbre portant les pignons *p'*, qui déterminent, par l'intermédiaire de chaînes, la rotation des pignons *p* et des roues R. Les tambours M et O donnent respectivement les vitesses de 15 et 18 kilomètres à l'heure; les poulies *b* et *d* sont fixes et *b'*, *d'* folles; enfin le tambour N et la poulie C assurent la marche arrière.

La pompe est simplement mise en mouvement par la roue motrice M et l'arbre A"; la roue M embraye à volonté avec le pignon E calé sur l'arbre A'; ces embrayages

sont d'ailleurs instantanés, de sorte que l'attaque du feu peut commencer aussitôt l'arrivée sur les lieux du sinistre.

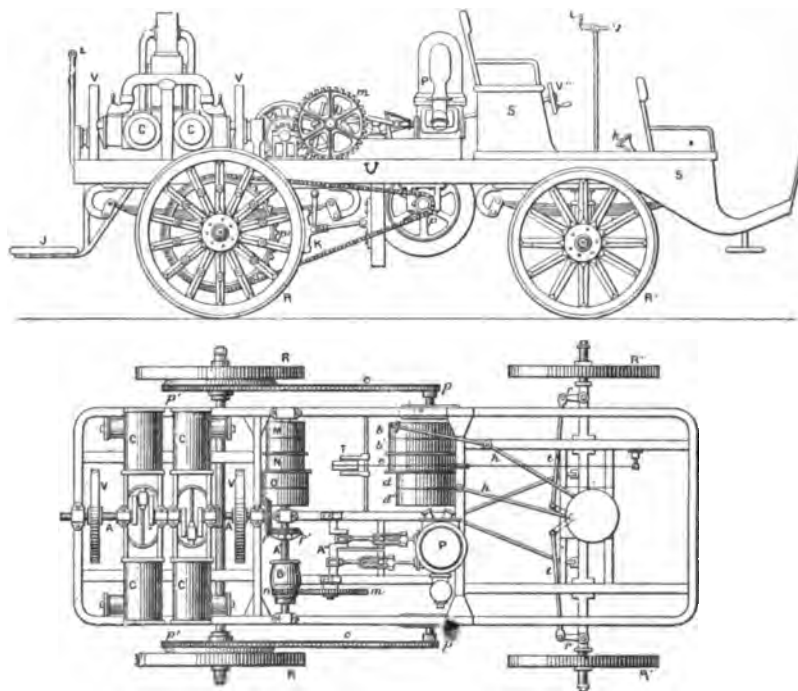


FIG. 938 et 939. — Pompe automobile *Cambier*.

La pompe est du système Thirion et peut lancer 12 mètres cubes d'eau par minute.

II

BATEAUX A INCENDIE

Au début, le bateau à incendie proprement dit n'existait pas; mais certains propriétaires ayant de grandes propriétés en bordure des rivières, ou certaines villes situées sur des cours d'eau importants, avaient aménagé des remorqueurs en vue de pouvoir éventuellement faire un service d'incendie. Il avait suffi, pour cela, de les munir d'une pompe à incendie d'une puissance un peu supérieure à la moyenne et d'un jeu de tuyaux plus complet.

Plus tard, on construisit de véritable bateaux à incendie, dont les avantages furent rapidement appréciés. Leur mobilité leur permet d'assurer le secours d'incendie sur une zone souvent étendue. On peut, avec eux, lancer des jets d'eau considérables, et tout le monde sait à quel point un jet de 6 à 8 centimètres de diamètre est plus efficace que deux ou trois jets de 2 centimètres; en effet, les petits jets permettent juste d'empêcher l'incendie de s'étendre, tandis que les gros peuvent se frayer un chemin et pénétrer au cœur même du sinistre et l'arrêter. Ajoutons que, dans certaines conditions locales, le bateau à incendie peut être plus économique que tout autre procédé

de protection, car, si les terrains sont coûteux, il est très possible que la station de pompes flottantes qu'est un pareil bateau revienne moins cher que des bâtiments, voitures, équipements, chevaux, etc., etc.

Ces bateaux sont d'ailleurs de véritables pompes à vapeur flottantes pouvant, pendant un temps quelquefois considérable, lancer sans arrêt de l'eau sur des vaisseaux ou des bâtiments enflammés. Nous citerons comme exemple le bateau Havemeyer, du Service d'incendie de New-York, qui resta en activité pendant dix-neuf jours et nuits consécutifs, lors de l'incendie des grands élévateurs de la *New-York Central Railroad*, en mai 1889.

Bateau à incendie Shand et Mason. — Ce bateau à incendie (*fig.* 940 et 941) fut

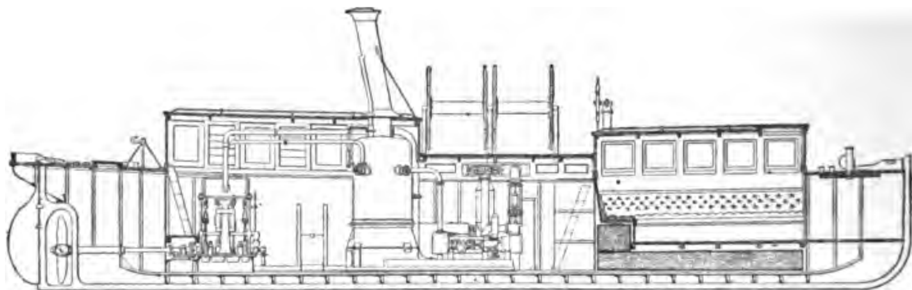


Fig. 940. — Bateau à incendie du Gouvernement brésilien.

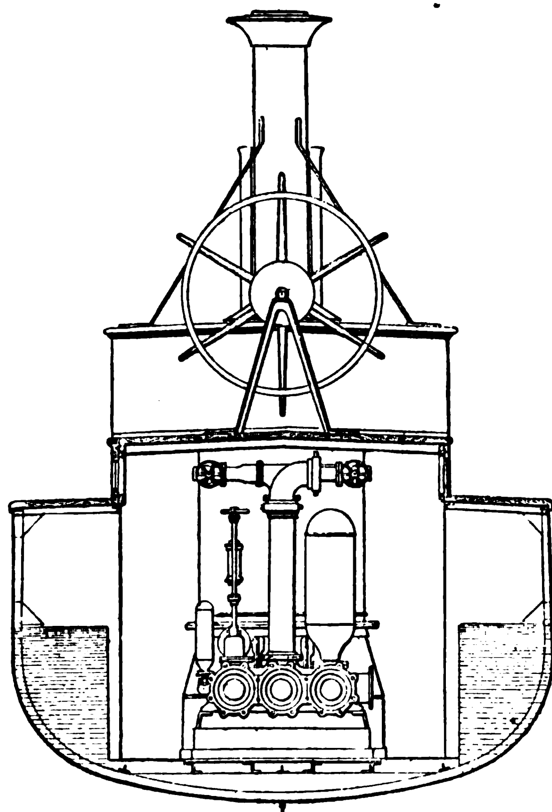


Fig. 941.

construit pour le Gouvernement brésilien ; la chaudière est du type breveté par les constructeurs, et décrit dans la *Revue de Mécanique* de mai (p. 501) ; elle peut vaporiser rapidement une importante quantité d'eau, bien que présentant un encombrement relativement assez faible.

La machine peut fournir une pression de 11 kilogrammes par centimètre carré, bien que la pression normale de 8 kilogrammes à 8^{kg},5 soit ordinairement suffisante.

La machine à vapeur comporte trois cylindres à vapeur, dont les tiges de piston sont directement réunies aux trois pompes, qui sont à double effet et à piston plongeur. Ce type de machine, spécial à MM. Shand et Mason, est connu sous le nom « d'Equilibrium ». La distribution représentée ci-contre (*fig.* 942 et 943)

est telle que l'on a une machine bien équilibrée, démarrant facilement en toutes positions. On voit que la cheville A, fixée sur une des tiges de piston, actionne par la

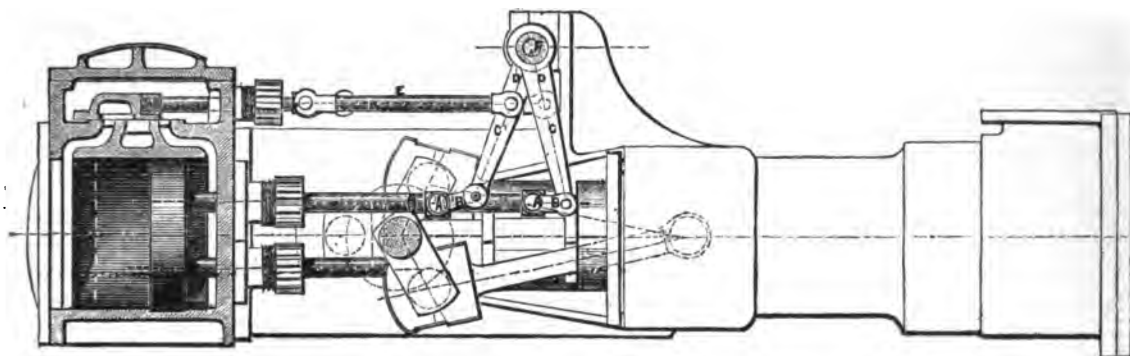


FIG. 942. — Distribution *Shand et Mason.*

bielle B le levier C, qui est lui-même relié au levier P, actionnant la tige E, qui commande la distribution d'un des deux autres cylindres. On voit, d'autre part, que le levier C, réuni, comme nous venons de le dire, à la tige du piston de la machine n° 1, est claveté sur l'arbre F, sur lequel est forgé le levier D, qui fait marcher le tiroir de la machine n° 2. De même, le levier C', actionné par le piston de la machine n° 2, et le levier D', agissant sur le tiroir de la machine n° 1, sont réunis par un manchon creux H, que traverse l'arbre F. Enfin le levier C^2 de la machine 3 est réuni de même par le manchon G au levier D^2 de la distribution de la machine 2.

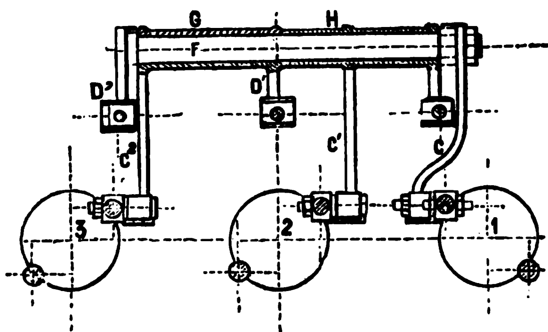


FIG. 943. — Distribution *Shand et Mason.*

La machine à incendie peut s'approvisionner d'eau soit par une ouverture dans le flanc du bateau, soit au moyen d'un tuyau flexible: on emploie ce dispositif pour assécher les vaisseaux ou barques remplis d'eau.

L'ensemble, très robuste et très simple, a donné de bons résultats aux essais. La marche est régulière à 300 tours par minute. La machine peut débiter 4.500 litres à la minute et fonctionne jusqu'à une pression de 15 kilogrammes par centimètre carré. Dans une des épreuves, on atteignit, avec un jet de 45 millimètres, une distance horizontale de 75 mètres, malgré un fort vent soufflant en travers du jet.

Les machines de propulsion sont à haute pression, spécialement construites pour les grandes vitesses, et fonctionnent à 260 tours par minute, donnant ainsi une vitesse de 9,34 nœuds par heure.

Le bateau a 17 mètres de long, $3^m,70$ de large et une profondeur de 2 mètres; sa coque est en acier doux, le pont et les accessoires en bois de teck. Les soutes à charbon peuvent contenir 2 tonnes et demie de charbon. Sur le pont, se trouve une

cabine aménagée pour 3 hommes et deux rouleaux pouvant porter 1.000 mètres de tuyaux.

Ce bateau, qui est en somme d'un petit modèle, est disposé en remorqueur, de façon à pouvoir éventuellement tirer loin des quais les bateaux enflammés et les y éteindre plus aisément.

Bateau à incendie de Boston. — La figure 944 montre un bateau à incendie mis en



Fig. 944. — Bateau à incendie du port de Boston (1899).

service en 1889 par la ville de Boston et connu sous le nom de « machine 31 ». Nous allons donner sur lui quelques détails. Voici d'abord quelques-unes de ses dimensions :

Longueur totale	36 mètres
Longueur à la ligne de flottaison	32 —
Largeur maxima	$8^{m},15$
Profondeur totale	$2^{m},65$

La coque est en bois, très résistante; on a employé le chêne blanc de première

qualité pour la charpente et les parties principales ; au-dessous de la ligne de flottaison, la coque est recouverte de métal jaune. Les aménagements sont faits pour 14 hommes (officiers et matelots).

La vapeur est obtenue au moyen de deux chaudières à tubes d'eau Cowles, telles que celles adoptées sur le *Havemeyer* de New-York. Elles occupent chacune en plan 3ᵐ,75 sur 2ᵐ,40 et ont 3ᵐ,75 de hauteur ; pleines d'eau et prêtes à marcher, elles pèsent à elles deux un peu moins de 20 tonnes. Elles ont 297 mètres carrés de surface de chauffe et 8ᵐ,09 de surface de grille, soit un rapport de $\frac{1}{36}$ environ ; éprouvées à 21 kilogrammes, elles peuvent fonctionner normalement à 13. Enfin, au tirage naturel, elles peuvent assurer une puissance de 400 chevaux ; mais, avec tirage forcé, on peut doubler largement cette puissance.

Les pompes (*fig.* 945) sont du type Clapp et Jones, que j'ai déjà décrit dans le numéro de mai de la *Revue de Mécanique ;* elles sont divisées en deux appareils comprenant 4 cylindres à vapeur de 250 millimètres de diamètre et 4 corps de pompe de 225 millimètres de diamètre, la course commune étant de 250 millimètres.

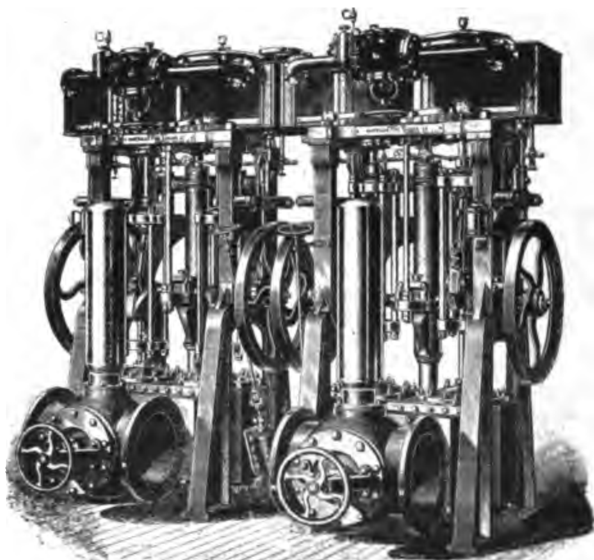


Fig. 945.— Pompe *Clapp et Jones* pour le bateau de Boston, *fig.* 944.

Il y a 4 raccords de tuyaux de 87 millimètres et 4 de 62 millimètres avec leurs accessoires ; on y peut fixer des tuyaux d'une longueur quelconque et envoyer ainsi à très grandes distances (5 à 600 mètres) de l'eau sous pression. De plus, sur le pont d'avant, se trouvent deux becs courbes de Cowles, supportés par de courts tuyaux ; chacun d'eux peut lancer un jet de 100 millimètres ; ils peuvent décrire un cercle complet et se dresser jusqu'à 60°.

Dans les essais, on trouva que le bateau avait aisément une vitesse de plus de 16 milles à l'heure ; les pompes pouvaient marcher à 330 tours avec une pression de $3^{kg},5$ à 4 kilogrammes ; une bonne marche était à 220 tours, avec une pression de $9^{kg},8$; elles lançaient alors par le bec Cowles un jet de 100 millimètres à 130 mètres, ou quatre jets de 65 millimètres à 75 mètres.

Ajoutons qu'indépendamment du service d'incendie il existe un réservoir dans lequel les pompes refoulent l'eau, et sur lequel on peut fixer un certain nombre de tuyaux, de façon à fournir de l'eau aux machines du rivage. On voit qu'ainsi ce bateau peut, dans un rayon de 5 ou 600 mètres, rendre de réels services autour de la rive.

Autre bateau à incendie de Boston. — Le modèle représenté par la figure 946 est encore plus récent (1895) et plus important que le précédent. La machinerie a été confiée à « Brown et Miller », les appareils d'incendie à « l'American Fire Engine C° », qui exploite les brevets Ahrens, Silsby, Clapp et Jones, etc.

Les machines à vapeur sont verticales et compound, avec des diamètres de 450 et 900 millimètres respectivement pour les cylindres à haute et à basse pression, la course de piston étant de 800 millimètres.

La distribution est du type breveté Brown et Miller.

Il y a deux chaudières établies pour une pression de $8^{kg},4$ par centimètre carré

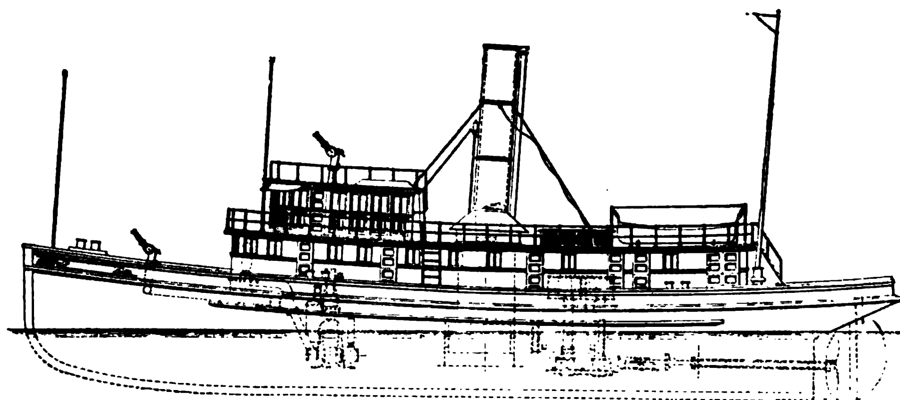


Fig. 946. — Bateau à incendie de Boston (1895).

et entièrement en acier Martin ; chacune d'elles contient 542 tubes de fer, repliés et soudés, longs de $1^{m},50$ et ayant 50 millimètres de diamètre.

Il y a deux pompes à incendie pouvant fonctionner ensemble ou d'une façon distincte ; les soupapes en sont de grandes dimensions ; des chambres à air sont disposées à l'aspiration comme au refoulement.

Le tuyau d'aspiration d'eau a 400 millimètres de diamètre ; les ouvertures d'aspiration ménagées dans la coque ont 450 millimètres de diamètre et sont bordées de lames de plomb retournées et clouées.

Les tuyaux de décharge sont d'abord des conduites de fer de 300 millimètres de diamètre, puis des tuyaux de cuivre de 250 millimètres réunis à deux tours à eau alimentant des coudes Cowles de 100 millimètres de diamètre placés à l'avant du pont principal.

Les pressions supportées sont les suivantes par centimètre carré : $8^{kg},4$ pour les cylindres à haute pression, $4^{kg},2$ pour les cylindres à basse pression, et $15^{kg},4$ pour les corps de pompe.

En marche normale, avec une pression de vapeur de $6^{kg},6$ environ, chaque pompe envoie au minimum 13.500 litres d'eau par minute, sous une pression de $12^{kg},2$. Le bateau que nous étudions ici est ainsi une machine des plus puissantes qui, malgré sa mobilité, est capable de lancer facilement 25 tonnes d'eau par minute à plus de 80 mètres de hauteur. Ajoutons que les cylindres des pompes et la tuyauterie ont été essayés et reconnus étanches à la pression hydrostatique de 23 kilogrammes par centimètre carré.

La coque est en bois ; elle a 33 mètres de long et 8^{m},60 de large ; le tableau suivant donne d'ailleurs, sur les dimensions et la construction de ce bateau, des renseignements assez complets, tirés de l'*American Machinist* du 20 juin 1895.

Diamètres des cylindres à vapeur : H. P.	450	millim.
— — — B. P.	900	—
Course commune des pistons	800	—
Vitesse des pistons par minute	180	mètres
Nombre de tours par minute, environ	110	tours.
Type de la distribution	Brown et Miller.	
Condenseur en fonte, circulaire, surface de refroidissement	102	m. carrés.
Pompe à air indépendante : diamètre, cylindre à vapeur	300	millim.
— — — cylindre à air	330	—
— — — cylindre à eau	350	—
— — course commune	300	—
Tiges de piston, en acier doux, diamètre	87	—
Arbre moteur, en acier, diamètre	187	—
Chaudières en acier Martin, timbre	8,4	kilog.
Épaisseur de l'enveloppe	12,5	millim.
— la tôle de haut	12,5	—
— la plaque tubulaire	12,5	—
— la boîte à feu	8,5	—
— la boîte à fumée	11,0	—
Nombre de tubes par chaudière	542	
Longueur des tubes	1.500	—
Diamètre des tubes	50	—
Diamètre extérieur de la cheminée	1.300	—
Nombre de pompes à incendie	2	
Tuyau d'aspiration, en cuivre, diamètre	400	—
Ouvertures d'aspiration sur la coque, diamètre	450	—
Tuyau de décharge dans l'entrepont, en fer, diamètre	300	—
Tuyau de cuivre le réunissant aux tours à eau, diamètre	250	—
Coudes de Cowles, au nombre de 2, diamètre	100	millim.
Six ouvertures sur le tuyau en fer de l'entrepont, diamètre	87	—
Quatre de ces ouvertures munies de réducteurs, diamètre	62	—
Composition du métal des corps de pompe	88 Cu, 10 Sn, 2 Zn.	
Pression maxima d'admission au cylindre de H. P, par centimètre carré	8,4	kilog.
Pression maxima d'admission au cylindre B. P, par centimètre carré	4,2	—
Pression maxima d'admission au corps de pompe	15,4	—
— d'essai des corps de pompe, tuyauteries et accessoires	23,1	—
— de vapeur en marche normale	6,6	—
— dans la pompe en marche normale	12,2	—
Débit par minute et par pompe, en litres	13.500	litres.
Débit maximum du bateau, par minute, en tonnes	25	tonnes.
Hauteur à laquelle cette masse d'eau peut être envoyée	80	mètres.

Bateau à incendie du port de New-York. — Le *New-Yorker*, bateau à incendie du

port de New-York, est construit dans les mêmes conditions que celui de Boston. Les machines sont aussi du type Brown et Miller, et les chaudières sont des chaudières Clapp et Jones.

Le bateau est construit en fer et en acier ; le pont est en pin blanc et les rares parties de bois sont en chêne. Indépendamment de l'hélice fixe, qui a 2m,050 de diamètre, il est muni d'une seconde hélice fixée dans le gouvernail et réunie à l'arbre moteur par un joint à la Cardan. Cette disposition donne plus de facilité pour la direction. Un sifflet à modulations et une sirène à vapeur installés sur les chaudières permettent de supprimer les commandements au porte-voix.

L'ensemble de l'appareil pour l'aspiration et le refoulement de l'eau comprend deux pompes duplex, ayant chacune deux cylindres à vapeur et deux corps de pompe.

On a installé sur le pont deux treuils sur lesquels on peut enrouler 900 mètres de tuyaux de diamètres variant de 0m,063 à 0m,153. De plus, un tender en permanence sur le quai porte 460 mètres de tuyaux de 0m,768 et part à la rencontre du *New-Yorker* en cas de sinistre sur terre, et lui permet ainsi de combattre le feu, même à 1.500 mètres du bord de la rivière.

Le bateau marche à une vitesse de 15 nœuds et peut lancer un jet continu de 127 millimètres à 76 mètres de hauteur.

Voici les données principales de ce bateau :

Longueur totale.	38m,20
Longueur à la flottaison	34 ,96
Largeur totale.	7 ,91
Largeur à la flottaison	7 ,73
Hauteur totale.	4 ,40
Tirant d'eau	3 ,04
Nombre de chaudières.	2
Pression	10 kilog.
Diamètre du corps de chaudière	3m,64
Longueur — —	4 ,56
Nombre de tubes.	204
Diamètre extérieur des tubes	0m,768
Épaisseur des tôles du corps de chaudière	0 ,020
Machines de propulsion : diamètre du cylindre H. P.	0 ,381
— — M. P.	0 ,609
— — B. P.	0 ,990
Course des pistons.	0 ,609
Nombre de tours.	135
Surface des tubes refroidissants du condenseur.	185m²,8
Machines actionnant les pompes :	
Diamètre des cylindres	0m,406
Course.	0 ,279
Diamètre des ouvertures d'aspiration.	0 ,406
Diamètre du refoulement principal	0 ,304
Diamètre des tuyaux aboutissant à ce refoulement	0 ,245

Diamètre des refoulements auxiliaires à main	0m,177
Diamètre des becs tournants de ces refoulements	0 ,144
Nombre total des bouches de sortie.	32
Diamètre des corps de pompes	0m,254
Nombre de doubles courses des pistons des pompes.	200
Débit par minute	45.434 lit.

III

POMPES A PUITS DE PÉTROLE

Ces pompes, d'un usage tout spécial, sont très usitées en Californie et en Pensylvanie pour l'extraction des pétroles bruts.

Ce qui les caractérise, c'est la grande dimension des orifices du passage ; les huiles de naphte sont en effet parfois très visqueuses et chargées de sable, de sorte que, si les orifices étranglaient par trop la veine liquide, ils ne tarderaient pas à s'obstruer.

Cette condition ne doit pas exclure la faible dimension transversale, car l'appareil doit pouvoir être descendu dans un trou de sonde tubé de faible section.

Nous citerons deux modèles de ces pompes :

Pompe Garbutt. — Le corps de pompe (*fig.* 947) est un simple tube en fer ou en acier. Le piston peut affecter les deux dispositions représentées sur la figure. Dans la première, il y a deux systèmes de valves : 1° un système de deux valves à boulets ; 2° une série de cuirs emboutis *e*, qui constituent un clapet de refoulement.

A la soupape d'aspiration D est fixée une tige *d*, terminée à sa partie supérieure par une tête présentant trois prolongements 1, 2 et 3.

Le fonctionnement de la pompe en marche normale se comprend aisément.

Lorsque, par suite de la trop grande viscosité du liquide ou de sa trop forte teneur en sable, les soupapes s'obstruent, il suffit de soulever le piston ; la tige *d* repose alors par sa tête sur la collerette 4, et la valve de refoulement est soulevée ; on soulève le tout jusqu'à ce que les valves soient sorties du corps de pompe. Le liquide peut alors descendre autour du piston et lave les engorgements.

Pompe William James Wright (*fig.* 951 à 957). — L'appareil est constitué par un corps de pompe 2, à la partie inférieure duquel est vissée une bague 4 au centre de laquelle est vissé un tube 6 portant une série de godets 7 et une cage de valve 8. Un cylindre mobile 10 porte à sa partie supérieure une valve 15 et une chambre 12 communiquant avec le tuyau de refoulement 14.

Le cylindre 2 porte à sa partie inférieure une cage 17 et un tuyau perforé 18. Cette cage est maintenue dans le puits par une série de crampons à dents 19. La partie inférieure du tuyau 2 est perforée.

Le tuyau 14 est maintenu au centre du puits par un disque 21 portant des ressorts 23.

En soulevant le cylindre mobile, le pétrole est aspiré dans le tuyau fixe, la soupape 9 étant ouverte. Puis, quand le cylindre est arrivé en haut de course, la soupape 9 se ferme.

Le cylindre mobile descendant, la soupape 15 s'ouvre, et le liquide est refoulé par le tuyau 14.

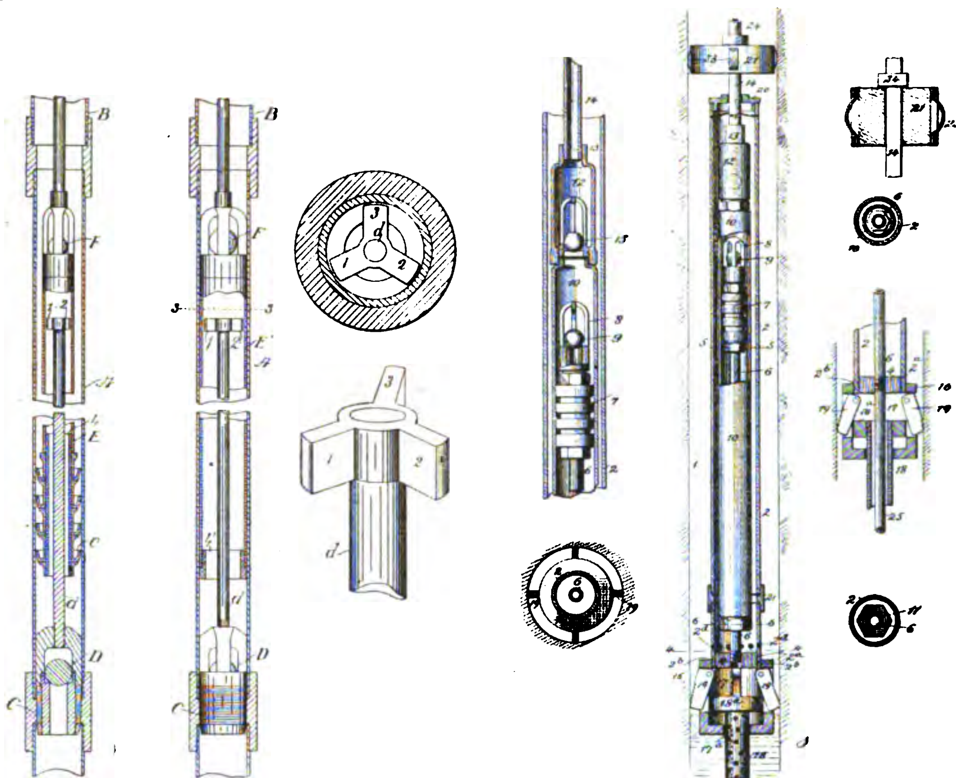


Fig. 947 à 950. Fig. 951 à 957.

Ce dispositif a l'avantage de présenter une usure très réduite des surfaces frottantes. Il est d'un déplacement facile dans le puits.

FIN

TOURS. — IMPRIMERIE DESLIS FRÈRES.



